

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE
PLACAS PARALELAS PARA EL LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE
CALOR

SERGIO ANDRÉS DÍAZ GUEVARA

GERMÁN EDUARDO VEGA PATIÑO

UNIVERSIDAD PEDAGOGICA Y TECNOLOGICA DE COLOMBIA
ESCUELA DE INGENIERIA ELECTROMECHANICA
DUITAMA - BOYACA

2017

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE
PLACAS PARALELAS PARA EL LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE
CALOR

SERGIO ANDRÉS DÍAZ GUEVARA

CÓDIGO:201021262

GERMÁN EDUARDO VEGA PATIÑO

CÓDIGO: 201011123

Tesis para optar al título de ingeniero electromecánico

Director

ING. WILLIAM MAURICIO SANABRIA BECERRA

Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD PEDAGÓGICA Y TECNOLÓGICA DE COLOMBIA

ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

DUITAMA - BOYACÁ

2017

Nota de aceptación

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Duitama, Febrero de 2017

DEDICATORIA

A Dios, por todos los grandes regalos que me ha brindado.

A mis amigos y mi novia, Angie Barrera, quienes me han acompañado a lo largo de mi vida en cada una de mis etapas, y con los cuales he compartido grandiosos momentos.

A mi hermosa familia, personas que con sus valores han forjado mi carácter y mi personalidad.

A mi compañero de trabajo y amigo, German, por su entrega y compromiso demostrado.

A mi gran amigo, Kevin Díaz, quien hoy no está presente en cuerpo, pero siempre lo estará en espíritu.

Finalmente, a la mujer más bella de todas, a mi inspiración más grande, mi madre, Rubiela Guevara Aya, todo este esfuerzo, lo que he hecho y todo lo que llegare a hacer será por siempre dedicado a ti.

Sergio Andrés Díaz Guevara

DEDICATORIA

Quiero dedicarle no solo este trabajo sino toda una etapa de mi vida, la de estudios, a Dios, a mis padres y hermano, a quienes debo todo en esta vida; sin su amor, su apoyo y comprensión incondicional seguramente no hubiese podido cumplir este gran sueño y meta propuesta en mi vida y que me servirá como medio para cumplir todos los que aún faltan por cumplir.

Agradezco:

A mi tía Ana Rita, mi tío Jhon, mi primo Fernando, mi prima Sonia y a toda mi familia el cariño y apoyo incondicional que me han brindado.

A mi gran amigo y compañero de monografía Sergio Andrés Díaz, por toda la paciencia y ayuda que me brido, no solo en la elaboración de este trabajo, sino en todo el tiempo que nos hemos conocido.

A mis grandes amigos Juan Carlos Parra y Daniel Niño con quienes de una u otra forma nos ayudamos y apoyamos de forma incondicional en tan difícil y larga travesía como lo fue estudiar Ingeniería Electromecánica.

A la U.P.T.C. y a todos sus docentes e ingenieros que me transmitieron todos sus conocimientos y experiencia en pro de formar no solo un excelente profesional sino un excelente ser humano que mostrara con orgullo todos los valores éticos y móres de un egresado de tan grande universidad en el ámbito profesional.

Está a sido una larga etapa de mi vida, que siempre recordare con gran alegría y algo de nostalgia. Llevaré siempre en mi corazón todos aquellos momentos buenos y malos, todas las lecciones recibidas en aquellas parcas aulas de clase y siempre estaré en deuda con mi difícil U.P.T.C.

German Eduardo Vega

AGRADECIMIENTOS

Queremos presentar los más sinceros agradecimientos a nuestro director de trabajo, el Ingeniero William Mauricio Sanabria, quien inicialmente nos compartió la idea de esta monografía, nos orientó y ayudo a desarrollarla prestándonos toda su experiencia y conocimientos; a el Ingeniero Luis José quien nos colaboró económicamente para poder llevar a cabo el desarrollo de este trabajo; a el director del programa de Ingeniería Electromecánica, el Ingeniero Saulo Gilberto Pinzón, quien nos orientó en cómo lograr financiar este trabajo contactándonos además con el Ingeniero Luis José; a el Ingeniero Edilberto Pinto, quién nos brindó sus conocimientos de forma muy amable.

Además, agradecemos al encargado del laboratorio de máquinas y herramientas, el Licenciado Juan Pablo, quien nos colaboró orientándonos en el uso de las maquinas utilizadas para el desarrollo de este trabajo.

Finalmente, agradecemos a nuestro compañero de estudios Gilberth Leonardo Pulido y a todas las personas que de alguna forma nos ayudaron y se vieron involucradas en el desarrollo de este trabajo.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	3
1. MARCO TEÓRICO	4
1.1 DEFINICIONES	4
1.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR	7
1.2.1 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE ACUERDO A SU CONSTRUCCIÓN	7
1.2.2 ICP CON JUNTAS	8
1.2.3 PARTES DE UN ICP CON JUNTAS	8
1.2.4 FUNCIONAMIENTO DE UN ICP	11
1.2.4.1 ARREGLOS DE FLUJO	12
1.2.5 BENEFICIOS DE UN ICP	14
1.2.6 DESVENTAJAS DE UN ICP	17
2. METODOLOGÍA DE DISEÑO	18
3. CONDICIONES INICIALES DEL LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR	25
3.1 ADECUACIÓN DEL ESPACIO DE TRABAJO	30
4. PARÁMETROS PRELIMINARES	31
4.1 DISEÑO DEL CALENTADOR	31
4.1.1 RESISTENCIA TÉRMICA	34
4.1.2 SOPORTES	34
4.1.3 CARCASA	34
4.1.4 MODELADO DEL CALENTADOR	34
4.2 FABRICACIÓN DEL CALENTADOR	36
4.2.1 SELECCIÓN DE MATERIALES	36
4.2.1.1 RESISTENCIA TÉRMICA	36
4.2.1.2 SOPORTES	36
4.2.1.3 CARCASA	36
4.2.2 CONSTRUCCIÓN DEL CALENTADOR	37
4.3 SELECCIÓN DE PARÁMETROS PRELIMINARES	39
5. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	44
5.1 PLACAS	44
5.2 EMPAQUES	45
5.3 BASTIDOR	47
5.4 DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	49
5.4.1 PLACAS LISAS	51

5.4.1.1	FLUJO PARALELO	51
5.4.1.2	CONTRAFLUJO	58
5.4.2	PLACAS CON CORRUGADO #1	61
5.4.2.1	FLUJO PARALELO	64
5.4.2.2	CONTRAFLUJO	65
5.4.3	PLACAS CON CORRUGADO #2	68
5.4.3.1	FLUJO PARALELO	71
5.4.3.2	CONTRAFLUJO	73
5.4.4	SIMULACIONES	74
5.4.4.1	PLACAS LISAS	76
5.4.4.2	PLACAS CORRUGADAS #1	78
5.4.4.3	PLACAS CORRUGADAS #2	80
6.	DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO	82
6.1	CIRCUITO HIDRÁULICO	83
6.2	PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO	85
7.	DISEÑO DEL SISTEMA DE POTENCIA, CONTROL Y MEDICIÓN	86
7.1	CIRCUITO ELECTRÓNICO DE MEDICIÓN Y CONTROL	86
7.2	CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN	88
7.3	CIRCUITO DE POTENCIA Y CONTROL	88
7.4	PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO	89
8.	SELECCIÓN DE MATERIALES Y EQUIPOS	90
8.1	INTERCAMBIADOR DE CALOR	90
8.2	CIRCUITO HIDRÁULICO	93
8.3	CIRCUITO DE CONTROL Y MEDICIÓN	96
9.	FABRICACIÓN DEL ICP	100
9.1	PLACAS	100
9.2	EMPAQUES	102
9.3	BASTIDOR	103
10.	MONTAJE Y PUESTA EN MARCHA	106
10.1	MONTAJE DEL ICP	106
10.2	MONTAJE DEL CIRCUITO HIDRÁULICO	108
10.3	MONTAJE DEL SISTEMA DE POTENCIA Y CONTROL	109
10.4	PUESTA EN MARCHA Y TOMA DE DATOS	111
11.	ANÁLISIS DE RESULTADOS Y COMPORTAMIENTO DEL ICP	113
11.1	RESULTADOS	113
11.1.1	PLACAS LISAS	113
11.1.2	PLACAS CORRUGADAS #1	116

11.1.3	PLACAS CORRUGADAS #2	117
11.2	COMPORTAMIENTO DEL ICP	118
11.2.1	FLUJO PARALELO	118
11.2.2	CONTRAFLUJO	121
11.2.3	EFICIENCIA TÉRMICA	124
11.2.4	EFFECTIVIDAD DEL ICP	126
12.	MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	128
13.	GUÍA DE LABORATORIO	129
14.	COSTOS	131
15.	CONCLUSIONES	134
16.	OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES	136
	BIBLIOGRAFÍA	138
	ANEXOS	139

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Formas de transferencia de energía.	6
Figura 2. Clasificación de intercambiadores de calor.	7
Figura 3. Intercambiador de calor de placas con juntas.	8
Figura 4. Juntas de un ICP.	10
Figura 5. Patrones de placas: a) washboard, b) zigzag, c) Chevron, d) protuberancias y depresiones, e) washboard con corrugaciones secundarias, f) washboard diagonal.	11
Figura 6. Principio de funcionamiento de un ICP.	12
Figura 7. Arreglos de flujo en serie.	13
Figura 8. Arreglos de flujo serpenteados (en U y Z respectivamente).	13
Figura 9. Arreglos de flujo en multipasos con pasos iguales.	14
Figura 10. Arreglos de flujo en multipasos con pasos desiguales.	14
Figura 11. Turbulencias provocadas por los patrones de placas.	15
Figura 12. Condiciones iniciales del espacio destinado al montaje del ICP.	25
Figura 13. Mesa destinada al montaje del ICP.	26
Figura 14. Desagüe ubicado debajo de la mesa de trabajo.	26
Figura 15. Ubicación de los tanques de agua.	27
Figura 16. Tanques de agua de 1000 L.	27
Figura 17. Válvula de 3 pulgadas.	28
Figura 18. Circuitos electricos monofasico y trifasico.	29
Figura 19. Caja de distribucion de los circuitos electricos a utilizar.	29
Figura 20. (a) Salida de 110 V _{AC} . (b) Salida de 220 V _{AC} .	30
Figura 21. Medición del punto de alimentación.	31
Figura 22. Esquema básico del calentador.	33
Figura 23. (a) Modelado del calentador. (b) Despiece del modelo. De izquierda a derecha: Resistencia térmica, soportes de cobre y tubo PVC de 2 pulgadas.	35
Figura 24. Resistencia térmica de 220 V.	36
Figura 25. (a) Cable de cobre de calibre 8 AWG. (b) Tubo de bronce de 1/2 pulgada.	36
Figura 26. Tubo PVC de 2 pulgadas.	37
Figura 27. Ensamble de soportes y resistencias térmicas.	37
Figura 28. Curvas de cobre.	38
Figura 29. Ensamble de curvas de cobre y carcasa.	38
Figura 30. Calentador de agua ensamblado. (a) Vista isométrica. (b) Vista superior.	39
Figura 31. Calentador de agua montado.	39
Figura 32. Medición en terminales del calentador.	40
Figura 33. Medición de corriente.	41

Figura 34. Sensor de caudal FS-300a.	43
Figura 35. Medición de temperatura a la salida del calentador.	43
Figura 36. Modelado de una placa. (a) Vista isométrica. (b) Vista frontal. (Dimensiones en milímetros).	45
Figura 37. Modelado de empaque central. (a) Vista isométrica. (b) Vista frontal. (Dimensiones en milímetros).	46
Figura 38. Modelado de empaque inicial y final. (a) Vista isométrica. (b) Vista frontal. (Dimensiones en milímetros).	47
Figura 39. Modelado de bastidor inicial. (a) Vista isométrica. (b) Vista frontal. (Dimensiones en milímetros).	48
Figura 40. Modelado de bastidor final. (a) Vista isométrica. (b) Vista frontal. (Dimensiones en milímetros).	49
Figura 41. Factor de corrección de temperatura logarítmica media para intercambiadores de calor de placas (Raju and Chand 1980).	54
Figura 42. Vista isométrica del modelado de una placa con corrugado V y paso de 16 mm.	61
Figura 43. Vista isométrica del modelado de una placa con corrugado V y paso de 8 mm.	68
Figura 44. Vista isométrica del ensamblaje del ICP.	75
Figura 45. Despiece del ensamblaje del ICP.	75
Figura 46. Temperatura de los fluidos de trabajo. (a) Fluido frío. (b) Fluido caliente #1.	76
Figura 47. Temperatura de los fluidos de trabajo. (a) Fluido frío. (b) Fluido caliente #2.	77
Figura 48. Temperatura de los fluidos de trabajo. (a) Fluido frío. (b) Fluido caliente #3.	78
Figura 49. Temperatura de los fluidos de trabajo. (a) Fluido frío. (b) Fluido caliente #4.	79
Figura 50. Temperatura de los fluidos de trabajo. (a) Fluido frío. (b) Fluido caliente #5.	80
Figura 51. Temperatura de los fluidos de trabajo. (a) Fluido frío. (b) Fluido caliente #6.	81
Figura 52. Circuito hidráulico.	83
Figura 53. Modelado de circuito hidráulico.	84
Figura 54. Circuitos de medición y control a 5 V _{DC} .	87
Figura 55. Circuito de alimentación de la placa ARDUINO.	87
Figura 56. (a) Circuitos de potencia a 220 V. (b) Control a 110 V.	88
Figura 57. Lamina de acero inoxidable 430 de 0,4 mm de espesor.	91
Figura 58. Lamina de Neolite de 3,175 mm de espesor.	92
Figura 59. Lamina de hierro de 12,7 mm de espesor.	92
Figura 60. Lamina de acero inoxidable 430 de 3,175 mm de espesor.	93
Figura 61. Tubo PVC de 3/4 de pulgada y tubo CPVC de 1/2 pulgada.	94
Figura 62. Accesorios seleccionados.	94
Figura 63. Válvula de esfera PVC de 3/4 de pulgada.	95
Figura 64. Válvula de esfera CPVC de 1/2 pulgada.	95

Figura 65. Contactor trifásico de 50 A.	96
Figura 66. Sensor de caudal FS-300a.	97
Figura 67. Sensor de temperatura DS18B20.	97
Figura 68. Pantalla LCD 20x4.	98
Figura 69. Fuente de 24 W.	98
Figura 70. Arduino UNO.	99
Figura 71. Relé 5 V.	99
Figura 72. Taladro 1.	100
Figura 73. Taladro 2.	101
Figura 74. Broca de 20 mm y 10 mm respectivamente.	101
Figura 75. Placa final.	102
Figura 76. Empaque final.	103
Figura 77. Taladrado de la lámina de acero 430 de 3,175 mm de espesor.	104
Figura 78. Resultado de la limpieza del óxido.	104
Figura 79. Resultado de relleno de poros.	105
Figura 80. Bastidor final.	105
Figura 81. Ensamble del ICP.	106
Figura 82. ICP ensamblado.	107
Figura 83. Montaje preliminar para prueba de hermeticidad.	107
Figura 84. Montaje del circuito hidráulico.	108
Figura 85. Sensores de temperatura.	108
Figura 86. Placa universal para circuitos electrónicos.	109
Figura 87. Circuitos hidráulico, de control y medición.	110
Figura 88. Circuito de potencia.	110
Figura 89. Resultados obtenidos. (a) Flujo paralelo. (b) Contraflujo.	112
Figura 90. Temperatura de los fluidos de trabajo para diferentes caudales en sentido de flujo paralelo.	119
Figura 91. Potencia disipada y tomada para diferentes caudales en sentido de flujo paralelo.	121
Figura 92. Temperatura de los fluidos de trabajo para diferentes caudales en sentido contraflujo.	122
Figura 93. Potencia disipada y tomada para diferentes caudales en sentido contraflujo.	124
Figura 94. Eficiencia térmica - Flujo paralelo y contraflujo.	125
Figura 95. Efectividad del ICP - Flujo paralelo y contraflujo.	127

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Materiales para juntas y sus temperaturas máximas de funcionamiento.	9
Tabla 2. Lecturas del punto de alimentación.	32
Tabla 3. Resistencias eléctricas del cobre y bronce.	34
Tabla 4. Lecturas en terminales del calentador.	40
Tabla 5. Lecturas de corriente.	41
Tabla 6. Posibles flujos máxicos y caudales.	42
Tabla 7. Propiedades preliminares de las placas.	44
Tabla 8. Temperaturas y caudales de entrada.	50
Tabla 9. Propiedades del agua a 47,5 °C.	51
Tabla 10. Propiedades del agua a 27,5 °C	52
Tabla 11. Temperaturas de entrada y salida de los fluidos de trabajo.	52
Tabla 12. Propiedades de los fluidos de trabajo.	53
Tabla 13. Iteraciones del proceso #1.	58
Tabla 14. Iteraciones del proceso #2.	60
Tabla 15. Iteraciones del proceso #3.	65
Tabla 16. Iteraciones del proceso #4.	67
Tabla 17. Iteraciones del proceso #5.	72
Tabla 18. Iteraciones del proceso #6.	74
Tabla 19. Temperaturas promedio de los fluidos de trabajo en las entradas y salidas #1.	76
Tabla 20. Temperaturas promedio de los fluidos de trabajo en las entradas y salidas #2.	77
Tabla 21. Temperaturas promedio de los fluidos de trabajo en las entradas y salidas #3.	78
Tabla 22. Temperaturas promedio de los fluidos de trabajo en las entradas y salidas #4.	79
Tabla 23. Temperaturas promedio de los fluidos de trabajo en las entradas y salidas #5.	80
Tabla 24. Temperaturas promedio de los fluidos de trabajo en las entradas y salidas #6.	81
Tabla 25. Propiedades físicas del acero inoxidable 430.	90
Tabla 26. Propiedades y características del ICP.	111
Tabla 27. Resultados placas lisas flujo paralelo.	113
Tabla 28. Resultados placas lisas contraflujo.	114
Tabla 29. Resultados placas corrugadas #1 flujo paralelo.	115
Tabla 30. Resultados placas corrugadas #1 contraflujo.	115
Tabla 31. Resultados placas corrugadas #2 flujo paralelo.	116
Tabla 32. Resultados placas corrugadas #2 contraflujo.	116

Tabla 33. Temperatura a la entrada y salida de los fluidos de trabajo para diferentes caudales en sentido de flujo paralelo.	119
Tabla 34. Potencia disipada y tomada por los fluidos de trabajo para diferentes caudales en sentido de flujo paralelo.	120
Tabla 35. Temperatura a la entrada y salida de los fluidos de trabajo para diferentes caudales en sentido contraflujo.	122
Tabla 36. Potencia disipada y tomada por los fluidos de trabajo para diferentes caudales en sentido contraflujo.	123
Tabla 37. Eficiencia térmica para diferentes caudales en sentido de flujo paralelo y contraflujo.	125
Tabla 38. Potencias máximas transferibles para diferentes caudales en sentido de flujo paralelo y contraflujo.	126
Tabla 39. Efectividad del ICP para diferentes caudales en sentido de flujo paralelo y contraflujo.	126
Tabla 40. Inventario y costos.	131

RESUMEN

En esta monografía se encuentra el diseño y construcción de un intercambiador de calor de placas paralelas, el cual era requerido para el desarrollo de prácticas en esta área por los estudiantes de la U.P.T.C.

El diseño del intercambiador se realizó aplicando el método de la temperatura media logarítmica y teniendo en cuenta factores importantes como lo son configuraciones y arreglos de flujo; como parámetros para el diseño del intercambiador se tuvieron en cuenta las condiciones iniciales del laboratorio de transferencia de calor, principalmente la potencia disponible en el circuito eléctrico asignado por la dirección de laboratorios, además se tuvo en cuenta como factor de diseño la disponibilidad de los materiales para la construcción del intercambiador en la ciudad de Duitama. Para verificar la validez del diseño se utilizó software especializado en la simulación de procesos de transferencia de calor (Solid Works).

Los procesos o trabajos realizados a cada componente del intercambiador se mostrarán de forma detallada en este informe, así como el proceso de ensamble de este mismo, de sus sistemas de control, medición, circuitos hidráulicos y eléctricos.

Finalmente, se mostrarán los resultados obtenidos del funcionamiento del intercambiador y la comparación de estos con los cálculos y simulaciones realizadas.

Palabras claves: Intercambiador de calor, diseño, construcción, simulación, control, medición, circuito hidráulico.

ABSTRACT

In this monograph is the design and construction of a parallel plate heat exchanger, which was required for the development of practices in this area by students of the U.P.T.C.

The design of the heat exchanger was performed using the logarithmic mean temperature method and taking into account important factors such as configurations and flow arrangements; As parameters for the design of the heat exchanger were taken into account the initial conditions of the heat transfer laboratory, mainly the power available in the electrical circuit assigned by the management of laboratories, also took into account as a design factor the availability of materials for the construction of the exchanger in the city of Duitama. To verify the validity of the design, we used software specialized in the simulation of heat transfer processes (Solid Works).

The processes performed to each component of the exchanger will be shown in detail in this report, as well as the process of assembling the same, its control systems, sensing, hydraulic and electrical circuits.

Finally, the results obtained from the operation of the exchanger and the comparison of these with the calculations and simulations performed will be shown.

Keywords: Heat exchanger, design, construction, simulation, control, sensing, hydraulic circuit.

INTRODUCCIÓN

Una de las principales áreas del plan de estudio de Ingeniería Electromecánica es la Transferencia de Calor, en la cual se estudian las distintas formas en las que se transfiere la energía en forma de calor tal como la conducción, convección y radiación. Durante el desarrollo de esta temática se estudia el funcionamiento básico de los intercambiadores de calor, instrumento bastante utilizado en la industria, como por ejemplo el sector alimenticio, entre otros.

Mediante la teoría estudiada se comprende el funcionamiento de los intercambiadores de calor más utilizados en la industria y en el laboratorio de Transferencia de Calor. En este laboratorio se encontraban algunos de ellos tales como el intercambiador de calor de tubos concéntricos y el de coraza y tubos con los cuales mediante prácticas se observa su comportamiento real; sin embargo se notaba la ausencia de uno de los intercambiadores de calor más eficiente y utilizado en la industria como lo es el de placas paralelas, por lo cual, con la falta del componente práctico de éste tipo, el conocimiento adquirido por los estudiantes en el tema de intercambiadores de calor no era satisfactorio en su totalidad.

Con la finalidad de poder complementar el conocimiento adquirido por los estudiantes en el área ya mencionada, se hace necesario el diseño y construcción de un intercambiador de calor de placas paralelas, además de la elaboración de una guía de laboratorio, la cual permita una fácil comprensión del funcionamiento y manipulación del dispositivo.

En la realización del diseño de dicho dispositivo se tuvieron en cuenta las condiciones iniciales y restricciones del laboratorio de transferencia de calor, y se aplicaron los modelos teóricos y matemáticos pertinentes y más contextualizados con los utilizados por la industria actual.

Por otra parte, se seleccionó una instrumentación acorde a las funciones del intercambiador de calor y se realizó la construcción en base al diseño planteado haciendo uso de los instrumentos previamente seleccionados. Además, se llevó a cabo una evaluación del comportamiento del intercambiador de calor con el fin de analizar algunas de las variables que rigen su funcionamiento.

Finalmente se fabricó una guía de laboratorio la cual se empleará a la hora de realizar las prácticas en el intercambiador de calor de placas paralelas.

1. MARCO TEÓRICO

1.1 DEFINICIONES

En el contenido de este texto se hablará de diferentes temáticas fundamentales para el diseño de intercambiadores de calor de placas, para poder comprender las diferentes áreas y términos a continuación se darán algunas de las definiciones más relevantes.

- **Termodinámica**

La Termodinámica es una herramienta analítica teórica y práctica que interpreta fenómenos naturales desde el punto de vista de las relaciones de materia y energía. La palabra “Termodinámica” fue usada por vez primera en 1850 por W. Thomson (Lord Kelvin) como combinación de los vocablos griegos “termo” (calor) y “dinamos” (potencia o fuerza), aunque actualmente se usa como opuesto a estático.

La Termodinámica estudia el intercambio de energía en sus diversas formas, su interacción con los equipos, las propiedades de la materia y el uso racional de la energía. Dado que no se puede concebir industria sin uso de energía, esta ciencia tiene una gran importancia práctica y se aplica en todas las ramas de la Ingeniería.¹

- **Propiedad**

Propiedad es cualquier característica evaluable de un sistema. Su valor depende de las condiciones en las que este se encuentra. Las propiedades termodinámicas son aquellas que se relacionan con la energía, y definen el estado termodinámico del sistema. Las dos propiedades más conocidas y usadas por la relativa facilidad de su medición son la presión y la temperatura.

- **Calor y temperatura**

La temperatura de un cuerpo es una medida de su capacidad de transferir calor. El calor es una forma de transferir energía. Esa transferencia ocurre cuando hay desequilibrio térmico, es decir cuando una de las partes entre las que tiene lugar esa transferencia “está más caliente” (tiene mayor temperatura) que otras.²

¹ RODRIGUEZ, Jorge. Introducción a la termodinámica con algunas aplicaciones. Primera edición. Buenos Aires, 1990. ISBN: 950-42-0022-2. 18 p.

² Ibíd., p. 20.

- **Energía**

Algunas de las numerosas formas de la energía son: térmica, mecánica, eléctrica, química y nuclear, incluso la masa puede ser considerada una forma de energía. Esta se puede transferir hacia o desde un sistema cerrado (una masa fija) en dos formas distintas: calor y trabajo. Para volúmenes de control, la energía se puede transferir por flujo de masa. Una transferencia de energía hacia o desde un sistema cerrado es calor si la provoca una diferencia de temperatura. De lo contrario es trabajo, y lo origina una fuerza que actúa a través de una distancia.

En el análisis termodinámico, con frecuencia es útil considerar dos grupos para las diversas formas de energía que conforman la energía total de un sistema: macroscópicas y microscópicas.³

- Las formas macroscópicas de energía son las que posee un sistema como un todo en relación con cierto marco de referencia exterior, como las energías cinética y potencial.
- Las formas microscópicas de energía son las que se relacionan con la estructura molecular de un sistema y el grado de la actividad molecular, y son independientes de los marcos de referencia externos. La suma de todas las formas microscópicas de energía se denomina energía interna de un sistema.

- **Principio de la conservación de la energía**

Una de las más importantes y fundamentales leyes de la naturaleza es el **principio de conservación de la energía**. Éste expresa que, durante una interacción, la energía puede cambiar de una forma a otra, pero su cantidad total permanece constante.⁴

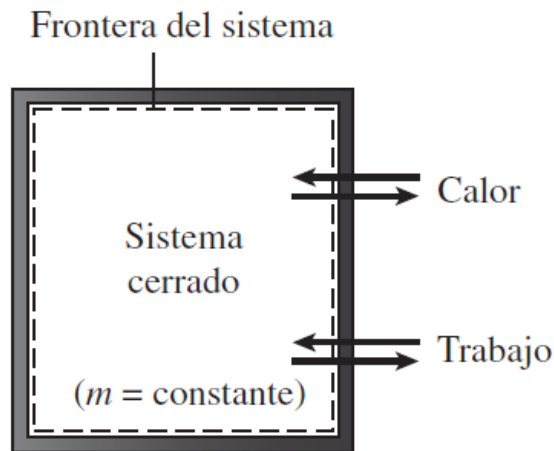
- **Transferencia de energía**

La energía puede cruzar la frontera de un sistema cerrado en dos formas distintas: **calor y trabajo**.

³ YUNUS A, Cengel y Michael A. Boles. Termodinámica. Séptima edición. México DF, McGRAW-HILL, 2012. ISBN: 978-0-07-352932-5. 29 p.

⁴ YUNUS A, Cengel y AFSHIN J. Ghajar. Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones. Cuarta edición. México DF, McGRAW-HILL, 2011. ISBN: 978-0-607-15-0540-8. 32 p.

Figura 1. Formas de transferencia de energía.



Fuente: Termodinámica.⁵

- **Transferencia de energía por calor**

El calor se define como la forma de energía que se transfiere entre dos sistemas (o entre un sistema y el exterior) debido a una diferencia de temperatura. Es decir, una interacción de energía será calor sólo si ocurre debido a una diferencia de temperatura. Entonces se deduce que no puede haber ninguna transferencia de calor entre dos sistemas que se hallan a la misma temperatura.

El calor se transfiere mediante tres mecanismos: conducción, convección y radiación.⁶

- La **conducción** es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia a las adyacentes menos energéticas, como resultado de la interacción entre partículas.
- La **convección** es la transferencia de energía entre una superficie sólida y el fluido adyacente que se encuentra en movimiento o en reposo, y tiene que ver con los efectos combinados de la conducción y el movimiento del fluido.
- La **radiación** es la transferencia de energía debida a la emisión de ondas electromagnéticas (o fotones). Al final de este capítulo se repasan los tres mecanismos de transferencia de calor como un tema de interés especial.

⁵ YUNUS A, Cengel y Michael A. Boles. Termodinámica. Séptima edición. México DF, McGRAW-HILL, 2012. ISBN: 978-0-07-352932-5. 60 p.

⁶ YUNUS A, Cengel y AFSHIN J. Ghajar. Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones. Cuarta edición. México DF, McGRAW-HILL, 2011. ISBN: 978-0-607-15-0540-8. 42, 48, 49 y 50 p.

1.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Un intercambiador de calor es un dispositivo de transferencia de energía, utilizado para la transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos disponibles a diferentes temperaturas. Los intercambiadores de calor se clasifican teniendo en cuenta los siguientes aspectos:⁷

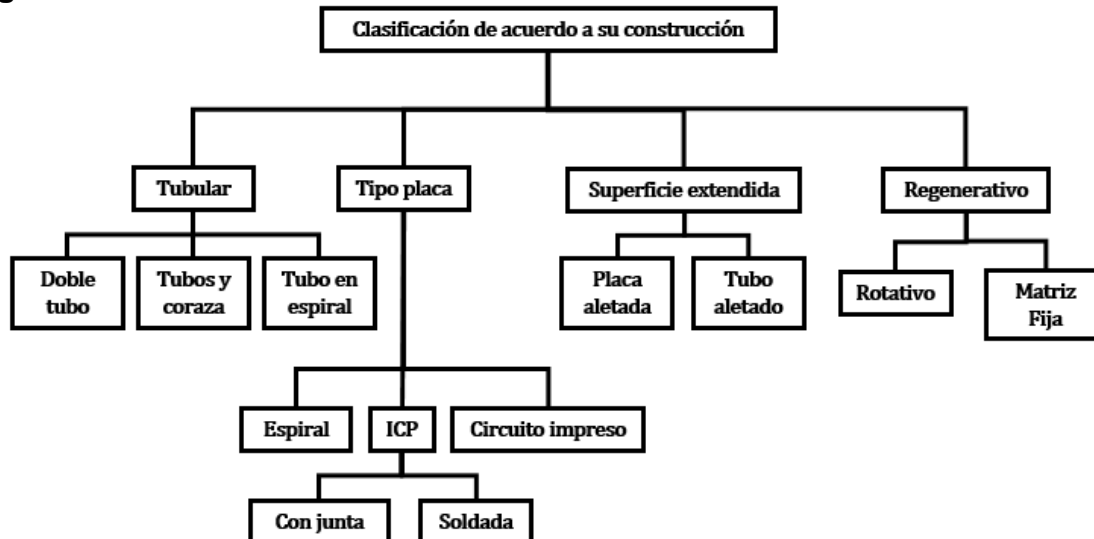
- Construcción
- Procesos de transferencia
- Grado de compactación de la superficie
- Arreglos de flujo
- Fase de los fluidos de proceso
- Mecanismos de transferencia de calor

1.2.1 Clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo a su construcción

Existen dos tipos de ICP (Intercambiador de calor de placas), con juntas y soldadas, como se podrá observar en el siguiente mapa conceptual.

A continuación, se explicarán las partes principales y funcionamiento de los intercambiadores de calor con juntas.

Figura 2. Clasificación de intercambiadores de calor.



Fuente: Metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas.⁸

⁷ JUÁREZ ANDRADE, Vladimir y MENDOZA MENDOZA, Kukultzin. Metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas. Tesis Ingeniería Mecánica. México. Universidad nacional autónoma de México. Facultad de Ingeniería. 2015. 6 p

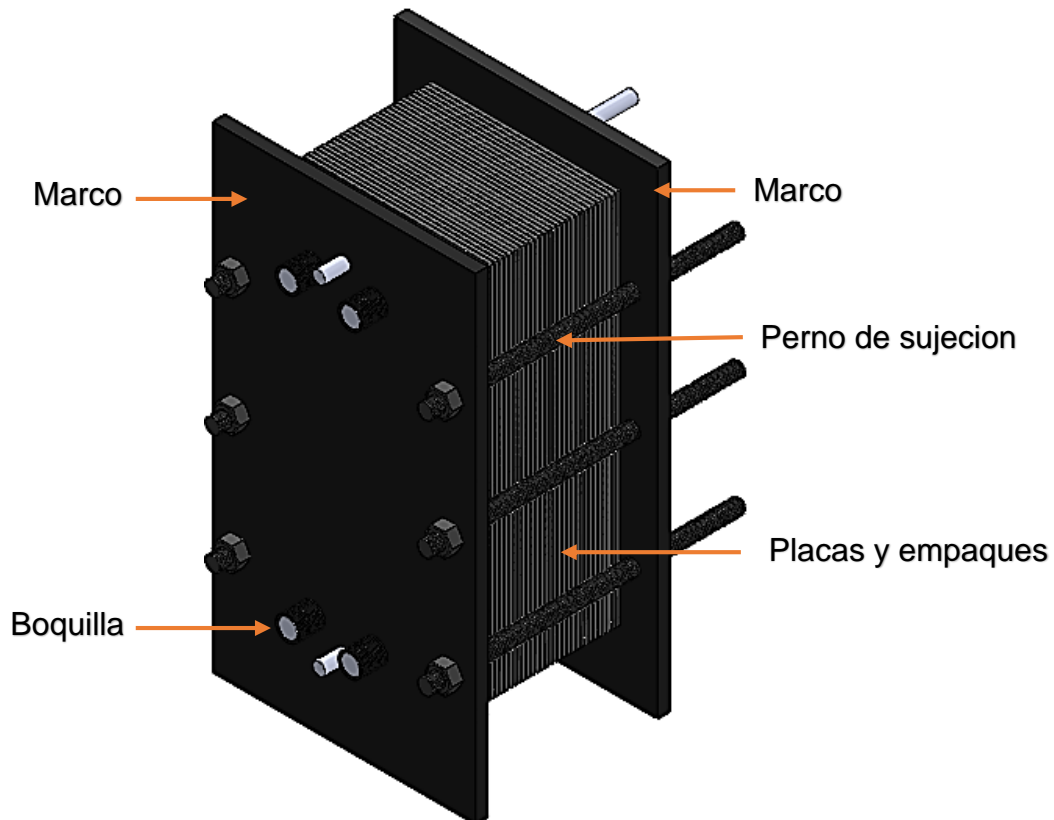
⁸ Ibíd., p. 7.

1.2.2 ICP con juntas

El ICP con juntas consiste en un conjunto de placas metálicas onduladas o en relieve y empaques. El conjunto de placas es comprimido mediante un marco o bastidor que consiste en una placa fija y otra móvil, en el marco las placas están sujetas por una barra guía superior y por otra barra guía inferior para asegurar una alineación correcta, con tornillos de apriete, todo esto para asegurar la compresión óptima y hermeticidad del conjunto de placas y empaques. Las barras guías son más largas que la pila comprimida de placas, de modo que cuando se retira la cubierta de extremo móvil, las placas puedan ser deslizadas a lo largo de las barras de soporte para inspección y limpieza. Las placas onduladas o en relieve tienen en su periferia ranuras para la instalación de juntas, las cuales sirven para cerrar los canales y dirigir los fluidos por canales alternos.⁹

1.2.3 Partes de un ICP con juntas

Figura 3. Intercambiador de calor de placas con juntas.



Fuente: Autores.

⁹ Ibíd., p. 7.

- **Boquilla**

Los ICP disponen de boquillas para la entrada y salida de los fluidos, por medio de ellas es conectada la tubería externa que llevará los dos fluidos con los que trabajará el intercambiador, estas boquillas están alineadas con los puertos de las placas, en arreglos de un solo paso, los puertos de entrada y de salida para ambos fluidos están situadas un extremo del ICP en el marco o bastidor, y, por lo tanto, el equipo puede ser abierto sin perturbar la tubería externa. Para ser resistente a la corrosión, las boquillas son generalmente construidas del mismo material de la placa.¹⁰

- **Junta o empaque**

Las juntas están diseñadas de tal manera que se compriman aproximadamente 10% de su espesor en un intercambiador de placa atornillado para proporcionar una unión hermética que impida el mezclado entre los fluidos y fugas al exterior además de no distorsionar las placas.¹¹

Para seleccionar el material correcto para la junta se deben cumplir requisitos importantes como son: la resistencia química, la temperatura, buenas propiedades de sellado y de forma durante un período aceptable de vida. Se han realizado trabajos para desarrollar formulaciones de elastómero que aumenten el rango de temperatura y resistencia química de las juntas. Los materiales para juntas típicas y sus temperaturas máximas de funcionamiento están descritos en la tabla 1.¹²

Tabla 1. Materiales para juntas y sus temperaturas máximas de funcionamiento.

Material	Temperatura [°C]
Caucho de estireno butadieno (SBR)	80
Caucho de nitrilo	140
Caucho de etileno propileno	150
Fluoroelastomero	100
Cauchos de fluorocarbonos	180
Fibra de asbesto comprimido	260
Elastómeros de silicona	Aplicaciones de baja temperatura

Fuente: Metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas.¹³

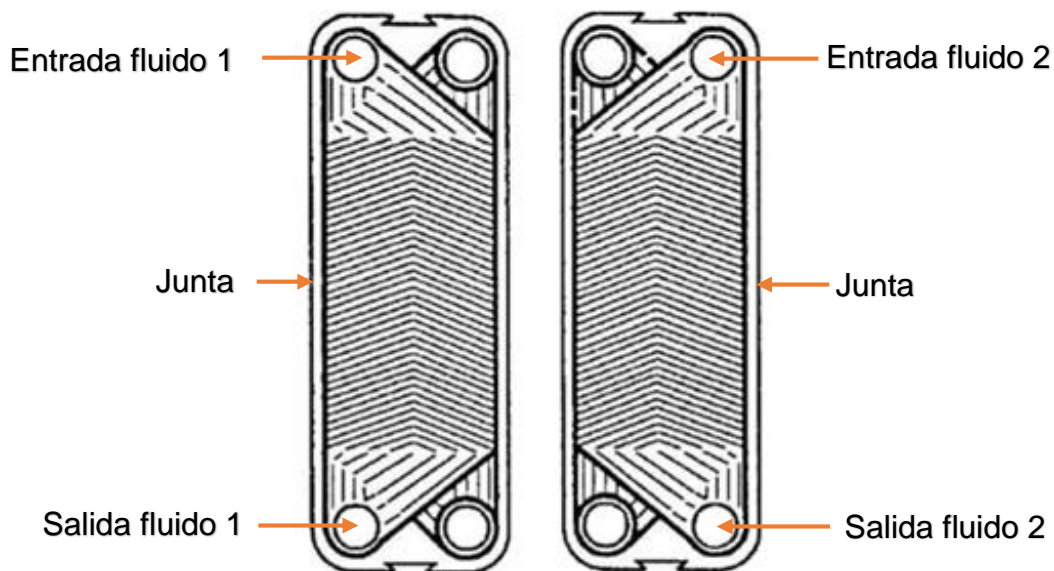
¹⁰ Ibíd., p. 8.

¹¹ Ibíd., p. 8-9.

¹² Ibíd., p. 8-9.

¹³ Ibíd., p. 9.

Figura 4. Juntas de un ICP.



Fuente: Metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas.¹⁴

- **Tipos de placas y materiales de construcción**

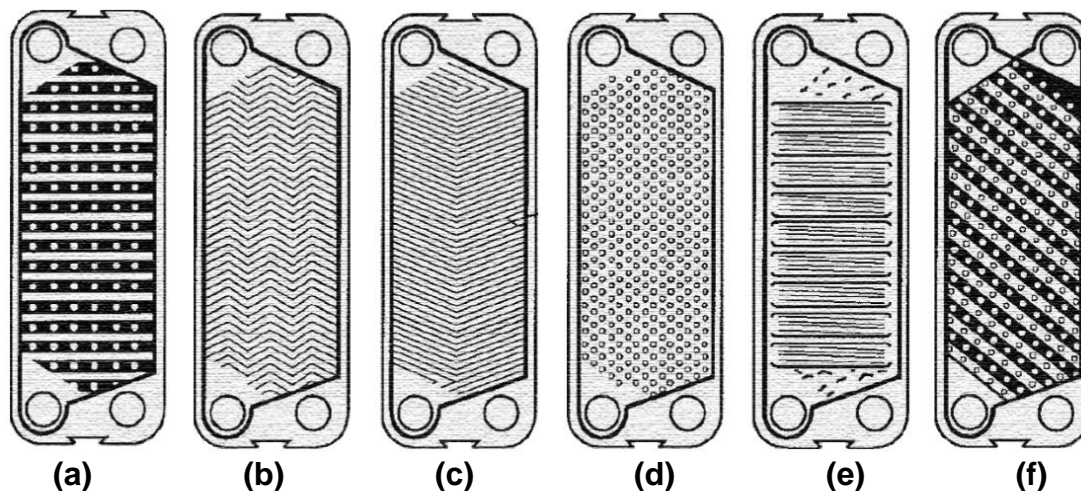
Actualmente hay una amplia variedad de patrones de placas disponibles; aunque la mayoría de los intercambiadores de calor de placas modernos poseen placas tipo Chevron, las placas comerciales tienen un patrón ondulado de superficie llamada, washboard (tabla de lavar), los patrones de placa típicas se muestran en la figura 5. El diseño de la placa varía de un fabricante a otro, y, por lo tanto, su rendimiento termohidráulico.

Los materiales para la fabricación de placas y conexiones más usados son el acero inoxidable (AISI 304 o 316) y titanio. También se fabrican placas en Incoloy 825, Inconel 625, Hastelloy C-276. En general el material de fabricación de las placas estará ligado a diversos factores como lo son las temperaturas y presiones de operación, corrosividad de los fluidos de trabajo y muchos otros más. Por ejemplo, las placas de grafito y de polímeros se utilizan con líquidos altamente corrosivos.¹⁵

¹⁴ Ibid., p. 9.

¹⁵ Ibid., p. 13.

Figura 5. Patrones de placas: a) washboard. b) zigzag. c) Chevron. d) Protuberancias y depresiones. e) Washboard con corrugaciones secundarias. f) Washboard diagonal.



Fuente: Metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas.¹⁶

- **Pernos de sujeción**

Los pernos de sujeción generalmente están contruidos de acero de baja aleación de 1% Cr0.5% Mo.¹⁷ Son los encargados de mantener sujetas a todas las placas y juntas dentro de los marcos, además son los responsables de crear el apriete o deformación de las juntas para así crear el cierre hermético.

- **Marco o bastidor**

El bastidor consta de dos placas las cuales son diseñadas para soportar los esfuerzos provocados por el apriete de los tornillos para generar el cierre hermético, generalmente son fabricadas en hierro ya que por sus dimensiones si se le fabricara de otro material como el acero se elevaría drásticamente el precio del dispositivo.

1.2.4 Funcionamiento de un ICP

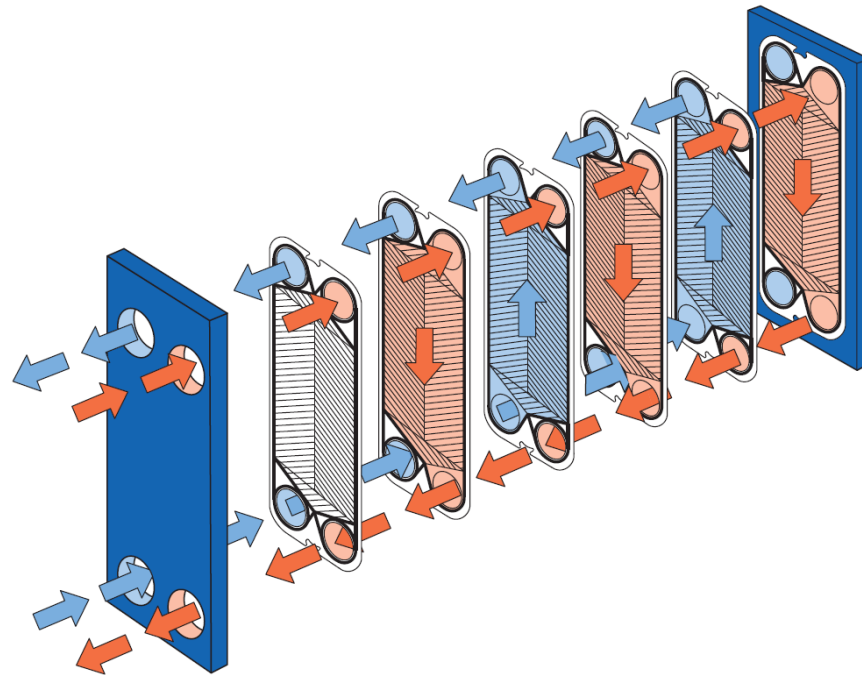
El funcionamiento básico de un IPC consiste en la entrada del fluido por una de las boquillas, el cual pasa a través de canales alternos (en un determinado número de canales la junta no rodea dos puertos de un lado de la placa) y fluye entre las placas para terminar saliendo por el lado opuesto atreves de una boquilla. Por la otra cara de las placas, los puertos están bloqueados por una junta, de manera que el otro fluido no pueda entrar en ese lado de la placa. El arreglo de flujo más convencional es de un paso por un paso a contracorriente. En la figura 6 se puede observar el recorrido que realiza el fluido a través del intercambiador de calor de placas, los

¹⁶ Ibid., p. 13.

¹⁷ Ibid., p. 12.

fluidos caliente y frío fluyen en direcciones opuestas. Como mencionamos, el flujo es controlado por las juntas, mediante la variación de la posición de estas, el fluido puede ser canalizado a través de la placa o no pasar por ésta y así crear una variedad de arreglos distintos.¹⁸

Figura 6. Principio de funcionamiento de un ICP.



Fuente: Taller mecánico: Apertura y limpieza de un intercambiador de placas.¹⁹

1.2.4.1 Arreglos de flujo. En los intercambiadores de placas, a pesar de que los arreglos de un solo paso a contraflujo son los más comunes, existe un gran número de arreglos multipaso factibles. Básicamente los arreglos de flujo son combinaciones de flujo en paralelo y/o a contraflujo, con la consecuencia de que el desarrollo de la transferencia de calor entre los canales adyacentes dependerá del tipo de arreglo utilizado. Generalmente, los intercambiadores de placas de un paso tienen un arreglo serpenteado.²⁰

Existen dos arreglos para el flujo serpenteado, el arreglo-U y el arreglo-Z, el primero es usualmente preferido sobre el segundo ya que permite que todas las conexiones estén en el mismo lado del bastidor. Esto elimina la necesidad de desconectar las

¹⁸ *Ibíd.*, p. 10.

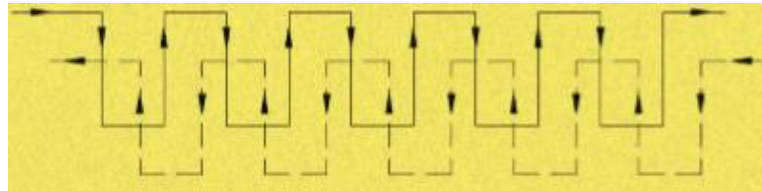
¹⁹ Taller mecánico: Apertura y limpieza de un intercambiador de placas. <https://areamecanica.wordpress.com/2012/12/26/taller-mecanico-apertura-y-limpieza-de-un-intercambiador-de-placas/>

²⁰ JUÁREZ ANDRADE, Vladimir y MENDOZA MENDOZA, Kukultzin. Metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas. Tesis Ingeniería Mecánica. México. Universidad nacional autónoma de México. Facultad de Ingeniería. 2015. 11 p

tuberías para fines de mantenimiento y limpieza. En resumen, existen cuatro diferentes arreglos de flujo para los ICP:²¹

- Arreglos de flujo en serie, es en el que una corriente es continua y cambia de dirección cada trayectoria vertical, esto es n pasos por n pasos, con pasos individuales por canal, como se observa en la figura.²²

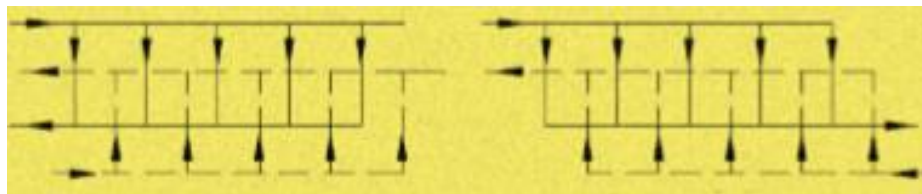
Figura 7. Arreglos de flujo en serie.



Fuente: Metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas.²³

- Arreglo serpenteado de un solo paso: Ambos fluidos fluyen en contracorriente a través de pasajes paralelos que forman un solo paso.²⁴

Figura 8. Arreglos de flujo serpenteados (en U y Z respectivamente).



Fuente: Metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas.²⁵

²¹ Ibíd., p. 11.

²² Ibíd., p. 11.

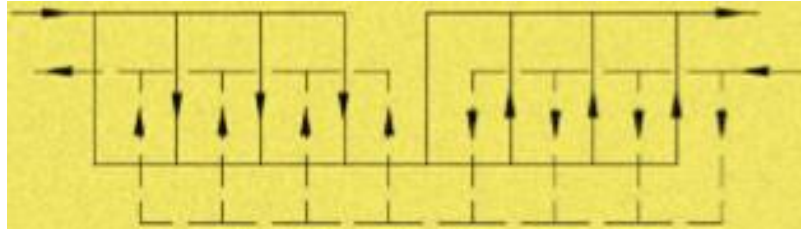
²³ Ibíd., p. 12.

²⁴ Ibíd., p. 11.

²⁵ Ibíd., p. 12.

- Multipaso con pasos iguales (arreglo de flujo en serie) en donde la corriente se divide en un número de canales de flujo paralelo y posteriormente se recombina al fluir a través de la salida en un único flujo como se observa en la figura.²⁶

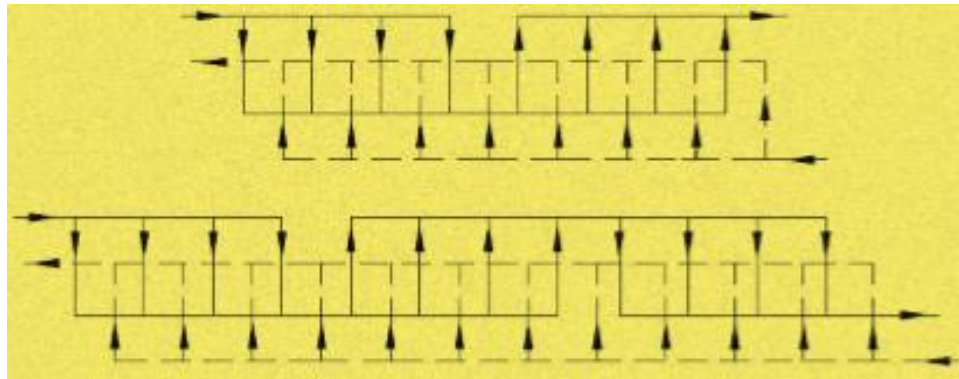
Figura 9. Arreglos de flujo en multipasos con pasos iguales.



Fuente: Metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas.²⁷

- Multipaso con pasos desiguales, tal como 2 pasos por 1 paso, y 3 pasos por 1 paso, como se observa en la figura.²⁸

Figura 10. Arreglos de flujo en multipasos con pasos desigual.



Fuente: Metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas.²⁹

1.2.5 Beneficios de un ICP

- **Turbulencias y coeficientes de transferencia de calor**

En los ICP se consigue un alto coeficiente de transferencia de calor debido a la ruptura y reinserción de la capa límite, esto es provocado por la generación de remolinos o vórtices (ver figura 11). Los patrones de placas junto con la disminución del diámetro hidráulico de los canales favorecen una alta turbulencia a bajas

²⁶ Ibid., p. 11.

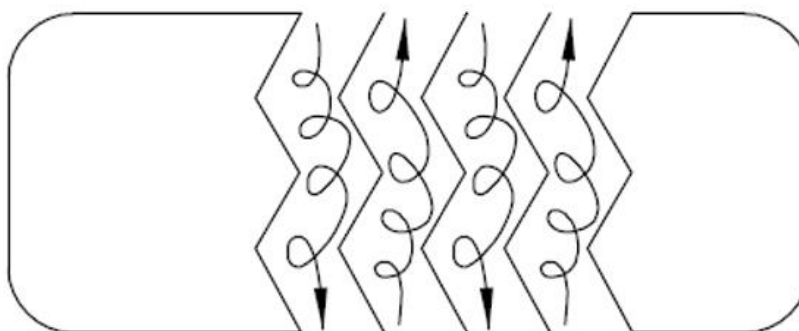
²⁷ Ibid., p. 12.

²⁸ Ibid., p. 11.

²⁹ Ibid., p. 12.

velocidades de fluidos, debido que al disminuir éste, el fluido aumenta su velocidad.³⁰

Figura 11. Turbulencias provocadas por los patrones de placas.



Fuente: Metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas.³¹

- **Reducción de ensuciamiento**

El bajo ensuciamiento es consecuencia de la alta turbulencia y bajo tiempo de residencia (tiempo para viajar desde la entrada hasta la salida del intercambiador) de los fluidos, lo que provoca que no haya áreas estancadas y reduce la necesidad de limpieza frecuente. El ensuciamiento disminuye en aproximadamente 10% a 20%, en comparación con un intercambiador de tubos y coraza. En ciertos casos, las partículas suspendidas pueden ser manejadas, por ejemplo, colocando coladores en los puertos de las placas fija y móvil, pero para evitar la obstrucción, la más grande de las partículas suspendidas debe ser a lo máximo de un tercio del tamaño de la abertura del canal promedio.³²

- **Fácil limpieza, inspección y mantenimiento**

El intercambiador de calor de placas puede abrirse fácilmente, simplemente removiendo los tornillos de compresión y deslizando la placa móvil, lo que permite la inspección de toda la superficie de transferencia de calor.³³

- **Compacto y económico**

El área de superficie requerida para un intercambiador de calor de placas es de la mitad a un tercio y encaja en un área de una quinta parte a la mitad de la que requiere un intercambiador de calor de tubos y coraza para el mismo trabajo,

³⁰ Ibid., p. 14.

³¹ Ibid., p. 14.

³² Ibid., p. 14.

³³ Ibid., p. 14.

reduciendo así el costo, volumen general, y el requisito de espacio para el intercambiador.³⁴

El intercambiador de calor de placas es generalmente más económico que otros tipos de intercambiadores por su bajo volumen de retención, mayor eficiencia térmica y menores costos para la fabricación, manipulación, transporte e instalación.³⁵

- **Aplicaciones para fluidos con alta viscosidad**

Debido a que el ICP induce turbulencias a bajas velocidades de los fluidos, tiene aplicación práctica para fluidos con alta viscosidad (viscosidades de hasta 10 Pa*s), pero fluidos extremadamente viscosos conducen a problemas de mala distribución de flujo, especialmente en el enfriamiento.³⁶

- **Bajo volumen de líquido**

Los ICP contienen sólo cantidades bajas de fluidos de proceso debido a que el espacio entre las placas de transferencia de calor es relativamente pequeño, esto es beneficioso puesto que hay bajos requerimientos de volumen de líquidos refrigerantes o fluidos de proceso que a menudo son costosos y para un mejor control del proceso.³⁷

- **Contaminación cruzada eliminada**

El diseño de la junta minimiza el riesgo de fugas internas ya que cuenta con un espacio entre las juntas que se ventila a la atmósfera, cualquier fallo en las juntas resulta en una fuga a la atmósfera, lo que elimina la posibilidad de cualquier contaminación cruzada de los fluidos y que es fácilmente detectable en el exterior de la unidad. No se deben utilizar líquidos tóxicos debido a las posibles fugas en las juntas.³⁸

- **Ampliable**

Permiten cambios en la configuración para adaptarse a las modificaciones de los procesos, esto se logra mediante la variación del número de placas y la configuración de los arreglos de flujo.³⁹

- **Disminución de problemas operativos**

Las vibraciones inducidas por el flujo, el ruido, las tensiones térmicas, y problemas de entrada de choque de los intercambiadores de tubos y coraza no existen para intercambiadores de calor de placas. Sin embargo, debido a la larga periferia de la

³⁴ Ibid., p. 14.

³⁵ Ibid., p. 14.

³⁶ Ibid., p. 15.

³⁷ Ibid., p. 15.

³⁸ Ibid., p. 15.

³⁹ Ibid., p. 15.

junta, los ICP no son adecuados para aplicaciones de alto vacío, ni tampoco para los deberes erosivos o de fluidos que contengan materiales fibrosos.⁴⁰

- **Alto rendimiento térmico**

Un alto rendimiento térmico de los intercambiadores de placas se logra gracias a un alto grado de contraflujo, gracias a este rendimiento llega a tener aproximaciones de temperatura de hasta 18°C posible. La alta eficacia térmica (hasta alrededor de 93%) facilita la recuperación de calor a bajo costo.⁴¹

1.2.6 Desventajas de un ICP

Las desventajas de los ICP son las siguientes:⁴²

- No son muy adecuados para aplicaciones de baja densidad de gas a gas y son utilizados para la condensación o evaporación de vapor que no tengan densidades bajas.
- Los materiales de las juntas restringen el uso de ICP en aplicaciones altamente corrosivas, además que la vida de estas es limitada.
- Las fugas en agujeros pequeños son difíciles de detectar.
- No son adecuados para aplicaciones de alto vacío, ni para procesos en los cuales intervengan desgastes de cuerpos o de productos que contengan materiales fibrosos.
- No deben utilizarse para fluidos tóxicos, debido a la posibilidad de fugas de la junta.

⁴⁰ Ibid., p. 16.

⁴¹ Ibid., p. 16.

⁴² Ibid., p. 16.

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO

En este capítulo se explicarán toda la teoría, parámetros y ecuaciones necesarios para el diseño térmico de un ICP.

- **Flujo de energía**

El flujo de calor \dot{Q} transferido de un fluido a otro a través de la superficie de las placas del intercambiador de calor es:

$$\dot{Q} = A * U * \Delta T_{ML} \quad [1]$$

Donde:

\dot{Q} = Razón de transferencia de calor [W].

A = Superficie de transferencia de calor [m²].

U = Coeficiente global de transferencia de calor [W/m²°C].

ΔT_{ML} = Diferencia media logarítmica de temperatura entre los fluidos [°C].

- **Balance térmico de energía**

Los intercambiadores de calor en general llegan a sus condiciones nominales de funcionamiento en un periodo de tiempo muy corto y además suelen operar durante largos periodos de tiempo, sin cambios en sus condiciones de operación. Por esta razón, se pueden considerar como dispositivos estacionarios, por consiguiente, el flujo másico de cada fluido, su temperatura y la velocidad, en cualquier entrada o salida permanecen constantes.

La primera ley de la termodinámica enuncia que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el frío, de acuerdo a esta tenemos:

Para el calentamiento de un fluido:

$$\dot{Q} = \dot{m} * C_p (T_{Entrada} - T_{Salida}) \quad [2 \text{ a}]$$

Para el enfriamiento de un fluido:

$$\dot{Q} = \dot{m} * C_p (T_{Salida} - T_{Entrada}) \quad [2 \text{ b}]$$

Donde:

\dot{m} = Flujo másico [Kg/s].

C_p = Calor específico [J/Kg°C].

T_{Entrada} = Temperatura inicial del fluido [°C].

T_{Salida} = Temperatura final del fluido [°C].

- **Diferencia de temperatura media logarítmica**

La diferencia de temperaturas media logarítmica entre los fluidos caliente y frío se expresa de la siguiente forma:

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad [3]$$

A su vez, dentro de esta expresión se pueden presentar dos casos, los cuales son correspondientes a los tipos de arreglo de flujo que se pueden presentar, los cuales son contraflujo y flujo paralelo.

Contraflujo

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= T_{c,ent} - T_{f,sal} \\ \Delta T_2 &= T_{c,sal} - T_{f,ent}\end{aligned}$$

Flujo paralelo

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= T_{c,ent} - T_{f,ent} \\ \Delta T_2 &= T_{c,sal} - T_{f,sal}\end{aligned}$$

Los subíndices **c** y **f** se utilizarán para denotar que alguna propiedad como en este caso la temperatura pertenece al fluido caliente o frío respectivamente.

- **Área total de transferencia de calor**

Es la superficie necesaria para realizar la transferencia del flujo térmico \dot{Q} y está definida por:

$$A_T = \frac{\dot{Q}}{U * F_T * \Delta T_{ML}} \quad [4]$$

Donde:

A_T = Área total de transferencia de calor [m²].

U = Coeficiente global de transferencia de calor [W/m² °C].

F_T = Factor de corrección para los ICP.

- **Área de transferencia de calor de una placa lisa**

Es el área de la placa que recorre el fluido, sin tomar en cuenta el factor de alargamiento de la superficie, por lo que no es el área real de la placa sino el área proyectada y está definida por la siguiente expresión:

$$A_{Pl} = L_v * L_a \quad [5]$$

Donde:

A_{Pl} = Área de transferencia de calor de una placa lisa [m²].

L_v = Distancia vertical [m].

L_a = Ancho de la placa [m].

- **Factor de alargamiento de la superficie**

Este factor puede calcularse aproximadamente para un perfil de corrugación sinusoidal, a partir de una fórmula de integración de tres puntos: ⁴³

$$\phi \approx \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + x^2} + 4 * \sqrt{1 + \frac{x^2}{2}} \right) \quad [6]$$

$$x = \frac{2 * \pi * b}{P_c}$$

Donde:

ϕ = Factor de alargamiento de la superficie.

x = Parámetro.

b = Profundidad de corrugación.

P_c = Paso de corrugación.

- **Área de transferencia de calor de una placa corrugada**

Es el área real de la superficie de la placa, en donde ocurre la transferencia de calor y está definida de la siguiente manera:

$$A_{Pc} = A_{Pl} * \phi \quad [7]$$

Donde:

A_{Pc} = Área de transferencia de calor de una placa con corrugado.

⁴³ Ibid., p. 37.

- **Número de placas totales**

Es el área total en la que el fluido hace contacto con cada placa, es decir, la suma del área real de todas las placas efectivas con las que cuenta el intercambiador, está definida por:

$$N_P = \frac{A_T}{A_{Pl}} \quad [8]$$

Donde:

N_P = Número de placas totales.

- **Numero efectivo de placas**

Como la primera y última placa están en contacto con los fluidos por una sola cara, no son tenidas en cuenta en el cálculo de la transferencia de calor, por lo que el número de placas efectivas está dado por:

$$N_E = N_P - 2 \quad [9]$$

Donde:

N_E = Numero efectivo de placas.

- **Número de canales por paso**

Un canal es el conducto formado entre dos placas adyacentes, mientras que un paso es un conjunto de canales donde la corriente se divide y se distribuye. El número de canales por paso está definido por:

$$N_C = \frac{N_P - 1}{2} \quad [10]$$

Donde:

N_C = Número de canales por paso.

- **Área de flujo de un canal**

Es el área de sección transversal de un canal por donde pasa el flujo, el cual está definido de la siguiente forma:

$$A_C = b * L_W \quad [11]$$

Donde:

A_C = Área de flujo de un canal [m^2].

b = Espaciamiento entre placas [m].

L_W = Ancho de la placa [m].

- **Diámetro hidráulico del canal**

El diámetro hidráulico para el canal formado entre dos placas corrugadas toma en cuenta el factor de alargamiento de la superficie ya que este cambia el área transversal del canal real para valores dados de profundidad de la corrugación y paso de corrugación. El diámetro hidráulico está dado por:

$$D_H = \frac{2 * b}{\phi} \quad [12]$$

Donde:

D_H = Diámetro hidráulico del canal [m].

- **Velocidad lineal del fluido por canal**

Todas las relaciones de transferencia de calor y de caídas de presión normalmente están basadas en la velocidad másica del canal, la cual es calculada mediante la siguiente expresión:

$$V = \frac{Q}{N_C A_C} \quad [13]$$

Donde:

V = Velocidad másica del canal [m/s].

Q = Caudal [m³/s].

- **Numero de Reynolds**

Es una cantidad adimensional el cual dice que el régimen del flujo depende de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas del fluido.

$$Re = \frac{\rho * V * D_H}{\mu} \quad [14]$$

Donde:

Re = Numero de Reynolds.

μ = Viscosidad dinámica [Kg/m*s].

ρ = Densidad [Kg/m³].

- **Numero de Nusselt**

Es el coeficiente de transferencia de calor adimensional. Para el desarrollo de este diseño se hará uso de una ecuación especial para los ICP, válida para los parámetros con los cuales se trabajarán.⁴⁴

$$Nu = 0,1528 * (Re)^{0,66} * (Pr)^{0,4} \quad [15]$$

Donde:

Nu = Numero de Nusselt.

Pr = Numero de Prandtl.

- **Coeficiente de convección**

Cuantifica la influencia de las propiedades del fluido, de la superficie y del flujo cuando se produce transferencia de calor por convección.

$$h = \frac{Nu * k}{D_H} \quad [16]$$

Donde:

h = Coeficiente de convección [W/m²°C].

k = Conductividad térmica [W/m°C].

- **Coeficiente global de transferencia de calor**

El método de la Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica considera los coeficientes convectivos de transferencia de calor de ambos fluidos, así como la resistencia térmica del material de las placas, para la evaluación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor, por lo que se tiene:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{C_c} + \frac{t}{K_m} + \frac{1}{C_f} + \frac{1}{h_f}} \quad [17]$$

⁴⁴ R. L. PRADHAN, DHEEPA RAVIKUMAR, D. L. PRADHAN. Review of Nusselt Number Correlation for Single Phase Fluid Flow through a Plate Heat Exchanger to Develop C# Code Application Software. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE) ISSN (e): 2278-1684, ISSN (p): 2320-334X, PP: 01-08 www.iosrjournals.org

Donde:

h_c = Coeficiente de convección del fluido caliente [W/m²°C].

h_f = Coeficiente de convección del fluido frío [W/m²°C].

K_m = Conductividad térmica del material de la placa [W/m²°C].

t = Espesor de la placa [m].

C_c = Coeficiente de ensuciamiento de fluido caliente [W/m²°C].

C_f = Coeficiente de ensuciamiento de fluido frío [W/m²°C].

- **Razón máxima posible de transferencia de calor**

Potencia máxima que podrá transferir el intercambiador de calor.

$$\dot{Q}_{Max} = (\dot{m} * C_p)_{min} (T_{c,ent} - T_{f,ent}) \quad [18]$$

Donde:

\dot{Q}_{Max} = Razón máxima posible de transferencia de calor [W]

$(\dot{m} * C_p)_{min}$ = Producto del flujo másico y calor específico mínimo entre los dos fluidos de trabajo [W/°C]

- **Efectividad de un intercambiador de calor**

La efectividad de un intercambiador de calor depende de su configuración geométrica, así como de la configuración del flujo. Por lo tanto, los diferentes tipos de intercambiadores tienen relaciones diferentes para la efectividad.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{Max}} \quad [19]$$

Donde:

ε = Efectividad de un intercambiador de calor.

3. CONDICIONES INICIALES DEL LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El estado en el que se encontró inicialmente el espacio a utilizar dentro del laboratorio de transferencia de calor se observa en la siguiente imagen.

Figura 12. Condiciones iniciales del espacio destinado al montaje del ICP.



Fuente: Autores.

Este espacio de trabajo cuenta con una mesa de ladrillo y cemento, con dimensiones de 135 cm de largo, 87 cm de ancho y 78 cm de alto. Esta mesa no tenía un uso específico, por lo tanto, ningún elemento o dispositivo se localizó sobre ella.

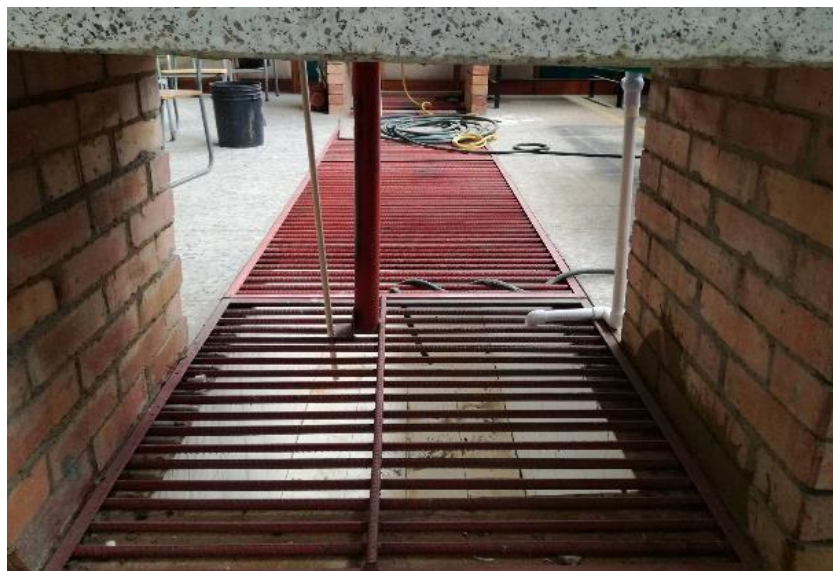
Figura 13. Mesa destinada al montaje del ICP.



Fuente: Autores.

Exactamente por debajo de la mesa se encontró un desagüe o sumidero con dimensiones de 82 cm de ancho y 75 cm de profundo. Una rejilla fabricada en material metálico pintada de color rojo tapa este sumidero como se muestra en la siguiente imagen.

Figura 14. Desagüe ubicado debajo de la mesa de trabajo.



Fuente: Autores.

Se encuentra además una red de distribución hidráulica de agua con un volumen disponible de 4000 L (4 tanques de 1000 L cada uno) los cuales se localizan a una altura de 5,5 m. La salida de agua de esta red de distribución hidráulica, la cual es una válvula de 3 pulgadas, está a una altura de 171 cm con respecto al nivel del suelo, es decir, 93 cm por encima del nivel de la mesa.

Figura 15. Ubicación de los tanques de agua.



Fuente: Autores.

Figura 16. Tanques de agua de 1000 L.



Fuente: Autores.

Figura 17. Válvula de 3 pulgadas.



Fuente: Autores.

Por otra parte, se encontró un circuito eléctrico de 110 V_{AC} el cual está montado con cable de cobre de calibre 12 AWG con un breaker de 50 A como protección, y un circuito trifásico de $110\text{ V}_{L-N AC}$ montado con cable de cobre de calibre 8 AWG con un breaker de 50 A por fase como protección. Estos circuitos eléctricos se encuentran a una altura de 3,13 m. Este circuito de 110 V_{AC} es utilizado para la alimentación de la iluminación y de los tomacorrientes del cuarto donde se planea realizar el montaje del ICP, mientras que el propósito del circuito trifásico es el de la alimentación de la caldera eléctrica que se presenta en el laboratorio de transferencia de calor.

Figura 18. Circuitos electricos monofasico y trifasico.



Fuente: Autores.

Figura 19. Caja de distribucion de los circuitos electricos a utilizar.



Fuente: Autores.

3.1 ADECUACIÓN DEL ESPACIO DE TRABAJO

Las primeras modificaciones que se realizaron fueron las de añadir los puntos de salida de energía eléctrica debido a que no existían. Para esto se pidió la colaboración de los técnicos electricistas de la universidad los cuales realizaron la instalación.

Finalmente se crearon dos puntos de salida, uno de 220 V_{AC}, utilizando 2 de las 3 fases del circuito trifásico, y el otro de 110 V_{AC}.

Figura 20. (a) Salida de 110 V_{AC}. (b) Salida de 220 V_{AC}.



(a)



(b)

Fuente: Autores.

Estos fueron los elementos que se encontraron en el espacio de trabajo y las características iniciales en las que se encontraban. Las modificaciones realizadas no alteraron el estado propio de ellos, si no el entorno y la forma en la que se interactúa con los mismos.

4. PARÁMETROS PRELIMINARES

Antes de poder realizar el diseño del intercambiador de calor se debían tener claros algunos parámetros tales como las temperaturas de entrada de los dos fluidos y el flujo másico o caudal que se planea manejar, esto con el propósito de realizar un diseño óptimo y más preciso.

Es por esta razón que se realizó en primera medida el diseño del calentador de agua que se empleara para acondicionar una de las entradas y proporcionarnos el fluido caliente.

4.1 DISEÑO DEL CALENTADOR

Como se indicó en las condiciones iniciales del laboratorio, se creó una salida de 220 V_{AC} y otra de 110 V_{AC}. Se seleccionó la salida de 220 V_{AC} para la alimentación del calentador debido a que se puede disponer de más potencia eléctrica con un menor flujo de corriente.

Se realizó una medición para hallar el valor real del voltaje, esto con el fin de hallar la potencia máxima disponible de forma más aproximada.

Figura 21. Medición del punto de alimentación.



Fuente: Autores.

Como se observa en la imagen este voltaje real difería un poco del valor teórico, por lo tanto, se realizaron diez lecturas con el fin de cubrir cualquier cambio en el tiempo para finalmente promediarlas. Los resultados fueron los siguientes.

Tabla 2. Lecturas del punto de alimentación.

Lectura N°	Voltaje [V]
1	220,51
2	218,91
3	220,55
4	220,95
5	219,91
6	219,04
7	218,14
8	218,76
9	219,78
10	219,88
Promedio	219,643

Fuente: Autores.

El valor del voltaje que se utilizó fue de 219,643 V.

El circuito eléctrico del que se alimentó el calentador está protegido por un breaker de 50 A y su montaje se realizó utilizando cable de cobre de calibre 8 AWG. Con estos dos datos se encontró un valor de corriente aproximado que se utilizó para calcular un valor de potencia eléctrica máxima disponible.

El valor de corriente permisible para un conductor de calibre 8 AWG (de 90°C) es de 55 A.⁴⁵

$$I_{\text{Cond}} = 1,45 * I$$

Donde:

I_{Cond} = Corriente máxima permisible del conductor.

I = Corriente máxima de trabajo.

De la ecuación anterior se despeja la corriente máxima de trabajo.

$$I = \frac{I_{\text{Cond}}}{1,45}$$

⁴⁵ INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Código eléctrico colombiano. NTC 2050 (Primera actualización). 1998. 154p.

$$I = \frac{55 \text{ A}}{1,45}$$

$$I = 37,93 = 38 \text{ A}$$

Obtenidas las dos medidas principales, voltaje y corriente, se procedió a hallar el valor de potencia eléctrica máxima que podía ser utilizada.

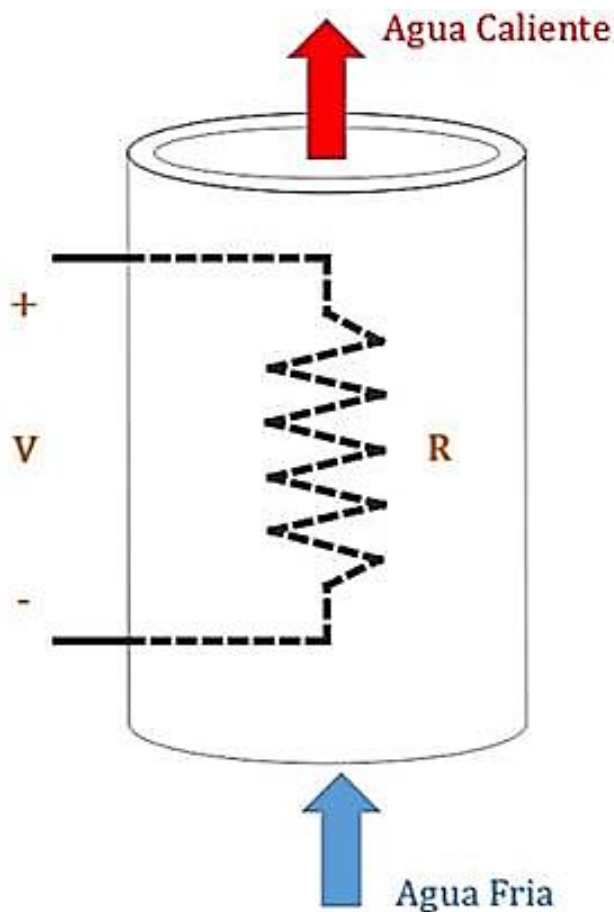
$$P = V * I$$

$$P = 219,643 \text{ V} * 38 \text{ A}$$

$$P = 8346,434 \text{ W}$$

Una vez hallada la potencia máxima teórica de la que se podía hacer uso se procedió a diseñar su forma. Pensando en algo compacto y de fácil manejo, se llegó a la conclusión de una forma cilíndrica con la resistencia ubicada en su centro a lo largo de su eje principal.

Figura 22. Esquema básico del calentador.



Fuente: Autores.

4.1.1 Resistencia térmica

Los criterios que se tuvieron en cuenta a la hora de seleccionar la resistencia térmica fueron los siguientes:

- Debe funcionar adecuadamente en contacto con el agua.
- Debe soportar altas corrientes.
- El tamaño no debe sobrepasar 50 cm.

4.1.2 Soportes

La resistencia térmica tiene que ser soportada por un elemento que funcione como conductor, como lo son el cobre y el bronce, ya que poseen bajas resistencias eléctricas.

Tabla 3. Resistencias eléctricas del cobre y bronce.

Material	Resistencia eléctrica [$\Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$]
Cobre	0,02 - 0,05
Bronce	0,0172 - 0,0175

Fuente: <http://ayudaelectronica.com/tipos-materiales-conductores/>

4.1.2.1 Carcasa

La carcasa es el elemento que contiene a la resistencia y al cual se unen los soportes. Como se dijo anteriormente, se seleccionó una forma cilíndrica y esta debe soportar temperaturas entre el rango de 40 y 60 °C.

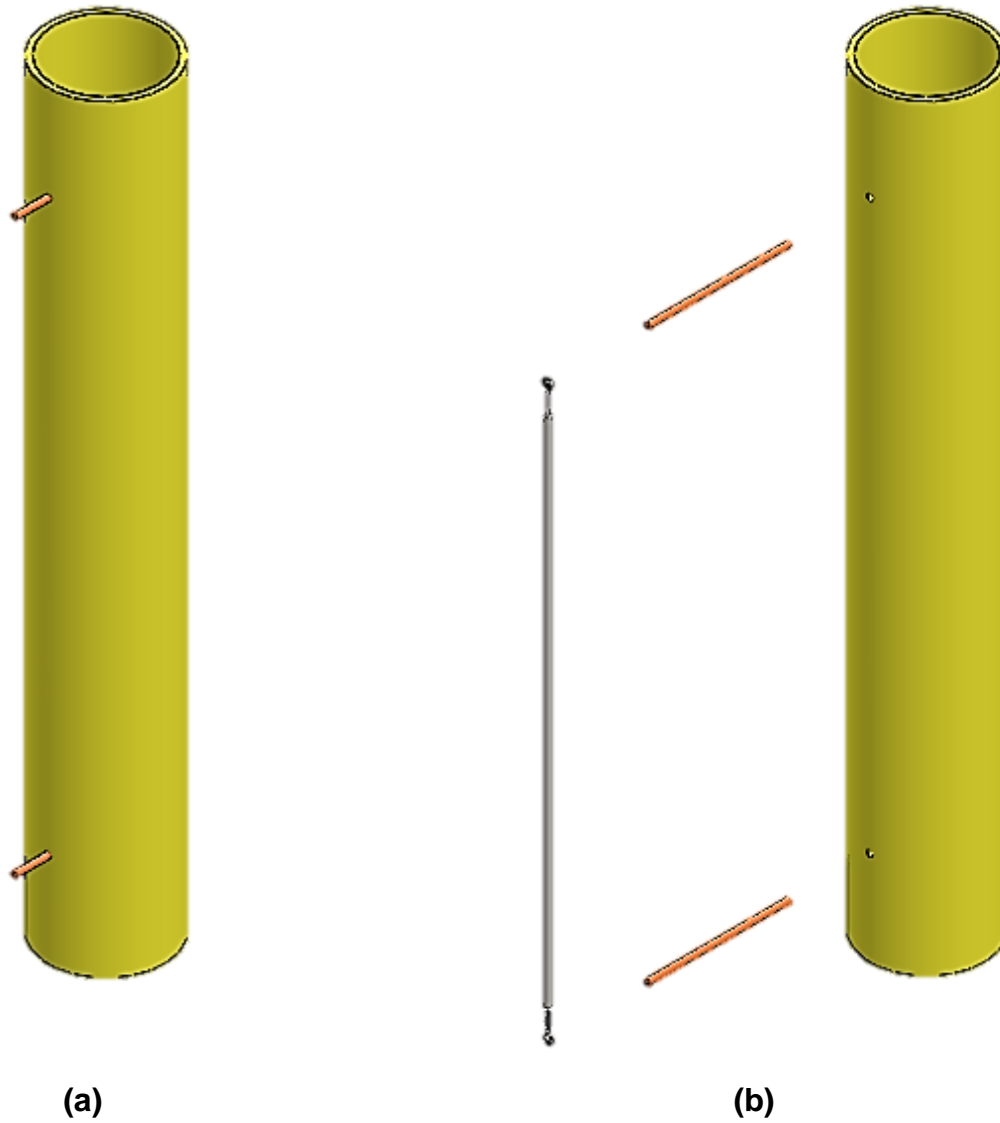
Otro criterio que se tuvo en cuenta fue el tamaño de este cilindro, ya que debe disponer de un buen espacio para maniobrar y ensamblar las distintas partes que componen al calentador.

4.1.3 Modelado del calentador

Utilizando el programa SOLIDWORK se realizó un modelo general del calentador que comprende los elementos principales de este.

Las dimensiones en este punto no fueron necesarias debido a que finalmente dependemos de las dimensiones de los elementos que se encuentren en el mercado.

Figura 23. (a) Modelado del calentador. (b) Despiece del modelo. De izquierda a derecha: Resistencia térmica, soportes de cobre y tubo PVC de 2 pulgadas.



Fuente: Autores.

4.2 FABRICACIÓN DEL CALENTADOR

4.2.1 Selección de materiales

4.2.1.1 Resistencia térmica. La resistencia térmica que se selecciono es un repuesto de una ducha eléctrica de 220 V. Estas resistencias térmicas están diseñadas para disipar 5500 W; como el valor máximo que se puede disipar se encuentra alrededor de 8000 W, se requirió añadir otra de estas resistencias en paralelo y recortar un tramo de ambas.

Figura 24. Resistencia térmica de 220 V.



Fuente: Autores.

4.2.1.2 Soportes. Los materiales seleccionados para los soportes fueron dos, cobre y bronce. Esta selección se realizó debido a que al tener que soportar ya no una sino dos resistencias, se debe lograr una ubicación equidistante entre si y la carcasa. Para cumplir con este requerimiento se debió modificar el soporte.

Figura 25. (a) Cable de cobre de calibre 8 AWG. (b) Tubo de bronce de 1/2 pulgada.



(a)



(b)

Fuente: Autores.

4.2.1.3 Carcasa. Para la carcasa se seleccionó un tubo PVC de 2 pulgadas. Esta medida brindó el espacio suficiente para realizar el ensamble y no se tuvieron percances a la hora de montar los elementos. Además, el valor de temperatura máxima que soporta es de 60 °C, el cual se encuentra dentro del rango previamente establecido.

Figura 26. Tubo PVC de 2 pulgadas.



Fuente: Autores.

4.2.2 Construcción del calentador

La construcción general del calentador inició con el ensamblado de los soportes. Estos se construyeron en el taller de máquinas y herramientas de la universidad; añadiendo unos orificios al tubo de bronce para que las resistencias térmicas se acoplen.

Figura 27. Ensamble de soportes y resistencias térmicas.



Fuente: Autores.

Luego se fabricaron unas pequeñas curvas con el cable de cobre las cuales van pegadas a la carcasa, esto con el fin de dar firmeza a los soportes de bronce.

Figura 28. Curvas de cobre.



Fuente: Autores.

Figura 29. Ensamble de curvas de cobre y carcasa.



Fuente: Autores.

Con los elementos ya finalizados se procedió a realizar el ensamblaje del calentador.

Figura 30. Calentador de agua ensamblado. (a) Vista isométrica. (b) Vista superior.



(a)



(b)

Fuente: Autores.

4.3 SELECCIÓN DE PARÁMETROS PRELIMINARES

Con el calentador finalmente ensamblado se realizaron pruebas con el fin de comprobar su funcionamiento.

Figura 31. Calentador de agua montado.



Fuente: Autores.

Se puso en marcha el calentador y se realizaron las mediciones de voltaje, entre los terminales del calentador, y corriente utilizando un multímetro y una pinza amperimetrica respectivamente.

Figura 32. Medición en terminales del calentador.



Fuente: Autores.

Tabla 4. Lecturas en terminales del calentador.

Lectura N°	Voltaje [V]
1	207,22
2	206,98
3	206,53
4	208,52
5	207,78
6	207,21
7	206,92
8	207,23
9	207,05
10	207,55
Promedio	207,299

Fuente: Autores.

Figura 33. Medición de corriente.



Fuente: Autores.

Tabla 5. Lecturas de corriente.

Lectura	Corriente
1	37,21
2	37,07
3	36,89
4	36,87
5	36,74
6	36,85
7	36,87
8	36,88
9	36,89
10	37,23
Promedio	36,95

Fuente: Autores.

Como se observa en las tablas, el valor de voltaje promedio disminuyo a 207,299 V. Por otra parte, el valor real de corriente medido fue de 36,95 A. Con estos datos se calculó el valor real de la potencia que entrega la resistencia térmica al agua.

$$P = 207,299 \text{ V} * 36,95 \text{ A}$$
$$P = 7659,698 \text{ W}$$

Una vez hallado el valor real de la potencia que disipa la resistencia y el valor de la temperatura promedio del agua a la entrada del calentador, la cual es de 20 °C, se hallaron los posibles flujos másicos para diferentes valores de temperaturas a la salida entre el rango de 30 y 80 °C.

Estos valores podrán ser elegidos sin ninguna restricción general y es por esta razón que se realizó una tabla para observar las posibles combinaciones y escoger los más apropiados para nuestro caso.

Tabla 6. Posibles flujos másicos y caudales.

Tsalida [°C]	Cp [J/kg*K]	Densidad [kg/m ³]	Flujo másico [kg/s]	Caudal [m ³ /min]	Caudal [L/min]
30	4180	997	0,1832	0,0110	11,028
35	4179	996,5	0,1222	0,0074	7,357
40	4178	996	0,0917	0,0055	5,522
45	4178	995	0,0733	0,0044	4,422
50	4178	994	0,0611	0,0037	3,689
55	4178,5	993,1	0,0524	0,0032	3,164
60	4179	992,1	0,0458	0,0028	2,771
65	4179,5	991,1	0,0407	0,0025	2,466
70	4180	990,1	0,0366	0,0022	2,221
75	4180,5	989,1	0,0333	0,0020	2,021
80	4181	988,1	0,0305	0,0019	1,854

Fuente: Autores.

Dado que se deseaba que fluyera un caudal considerable, pero a la vez que no fuera muy grande, se descartaron los valores extremos y se seleccionó finalmente un caudal de 3 L/min. Este valor de caudal para la entrada del fluido frío y caliente fue el que se usó en el diseño térmico que se describirá en el siguiente capítulo.

El valor de temperatura teórico al que debe salir el fluido al utilizar este caudal es de 56,888 °C.

Luego se realizó el montaje del calentador y, con la ayuda de un sensor de caudal, se calibro el caudal hasta obtener el valor de 3 L/min.

Figura 34. Sensor de caudal FS-300a.



Fuente: Autores.

Utilizando un sensor de temperatura se realizó una medición a la salida del calentador esto con el fin de conocer la temperatura real de trabajo que entrara al ICP.

Figura 35. Medición de temperatura a la salida del calentador.



Fuente: Autores.

Finalmente se obtuvo para la entrada del fluido caliente un valor de temperatura de 55 °C y un caudal de 3 L/min. Esta disminución de temperatura se debe a las pérdidas de calor del calentador al ambiente.

Por el lado de la entrada del fluido frío tenemos un valor de temperatura de 20 °C y un caudal de 3 L/min.

5. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El diseño general del intercambiador de calor se realizó en dos etapas. Inicialmente se hizo un diseño individual de las partes que constituyen al intercambiador de calor, esto con el fin de identificar los criterios que se necesitaban que cumplieran cada uno de los elementos y hallar valores importantes, propios de los materiales de construcción, que se requerían para realizar el diseño térmico con mayor precisión.

5.1 PLACAS

Las placas destinadas a la transferencia de calor debían tener un espesor pequeño con el fin de reducir las pérdidas por conducción. Debido a la presencia de agua era necesario utilizar acero inoxidable para la fabricación de estas piezas. Los más utilizados son los aceros inoxidables 304 y 316.⁴⁶

Para la realización del diseño preliminar térmico se utilizó un material disponible en la ciudad con las propiedades físicas similares a las de los materiales previamente enunciados. Este material es el acero inoxidable 430 (AISI 430), el cual posee una conductividad térmica de 26,1 W/m*K.⁴⁷

Tabla 7. Propiedades preliminares de las placas.

Conductividad térmica [W/m*K]	26,1
Espesor [mm]	0,4

Fuente: Autores.

Al no haber ningún requerimiento especial con respecto a las dimensiones de las placas se decidió, con plena libertad, seleccionar unas medidas de 30 x 15 cm.

Se requería añadir 4 agujeros por los cuales entrarán y saldrán los dos fluidos de trabajo. El criterio para la selección de la posición de estos agujeros fue el de dejar el mínimo espacio para la ubicación del empaque con lo que se obtendrá un máximo valor de área de transferencia entre los fluidos. Por otra parte, el diámetro seleccionado para estos agujeros será de 3/4 de pulgada (19,05 mm).

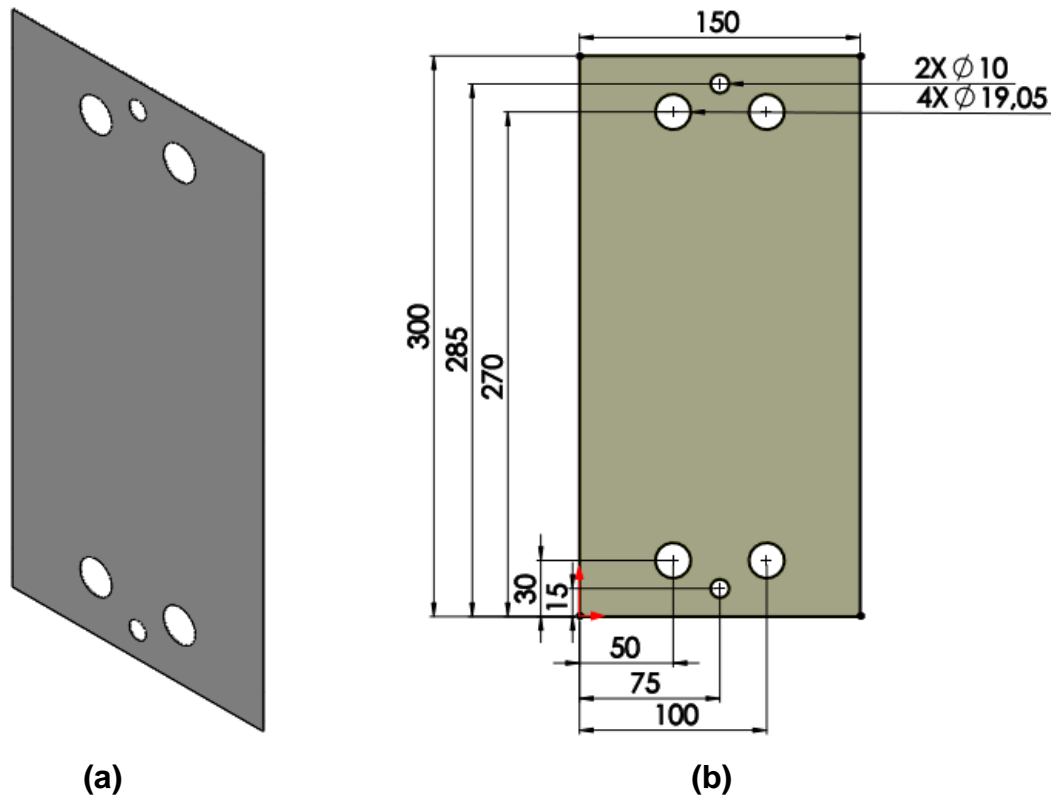
Además de los 4 agujeros previamente mencionados, se decidió añadir 2 agujeros más que se utilizaran como guía a la hora de ensamblar el intercambiador de calor. El valor del diámetro de estos agujeros será de 10 mm y su posición será en el medio a lo ancho de la placa.

⁴⁶ Standard materials for plate and frame heat exchanger. <http://dracool-usa.com/resource-guides/standard-materials-plate-frame-heat-exchangers/>

⁴⁷ AK Steel Corporation. 430 Stainless Steel Data sheet. http://www.aksteel.com/pdf/markets_products/stainless/ferritic/430_data_sheet.pdf

A continuación, se mostrará un modelo realizado en el programa SOLIDWORKS mostrando las dimensiones elegidas para su construcción.

Figura 36. Modelado de una placa. (a) Vista isométrica. (b) Vista frontal. (Dimensiones en milímetros).



Fuente: Autores.

5.2 EMPAQUES

El propósito de los empaques es impedir que los fluidos se escapen hacia el exterior o que se mezclen entre los canales adyacentes. Los requisitos que se necesitaban que cumplieran estos empaques fueron:⁴⁸

- Poseer una buena resistencia térmica, es decir, que no se altere su funcionamiento a temperaturas altas; por lo tanto, su temperatura máxima de trabajo debe estar entre 60 y 70 °C.
- Proporcionar un buen sellado.

⁴⁸ JUÁREZ ANDRADE, Vladimir y MENDOZA MENDOZA, Kukultzin. Metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas. Tesis Ingeniería Mecánica. México. Universidad nacional autónoma de México. Facultad de Ingeniería. 2015. 8-9 p.

Para la realización del diseño térmico se utilizó el espesor de una lámina de caucho que se encontró dentro de la ciudad y que se utiliza para la fabricación de empaques. Este espesor es de 1/8 de pulgada o 3,175 mm.

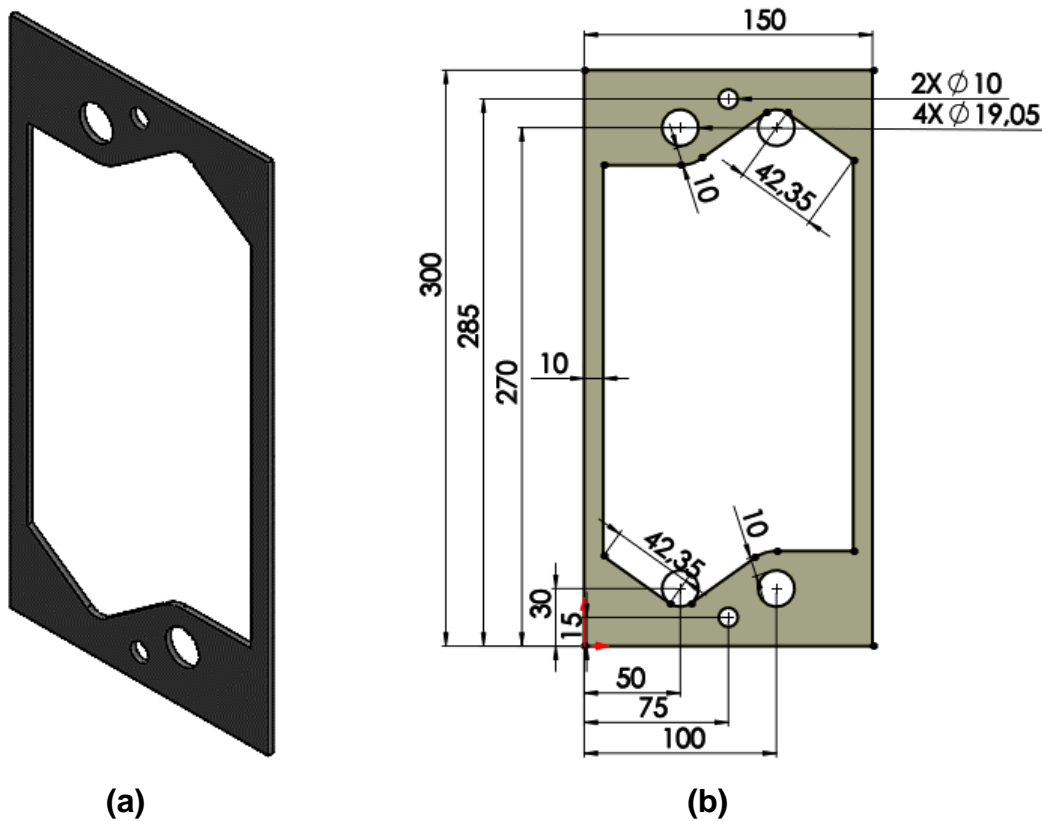
El tamaño de estos empaques será igual al de las placas, es decir, 30 x 15 cm.

También en los empaques añadieron 4 agujeros, 2 de los cuales se encontrarán sellados, mientras que los otros 2 crearán un camino que deberá seguir el fluido. Además de estos agujeros se añaden 2 más que servirán de guía a la hora de realizar el montaje. Las dimensiones de estos agujeros serán las mismas utilizadas en el diseño de la placa.

Para los empaques inicial y final los 4 agujeros se encuentran sellados, el motivo de esto es no permitir que el fluido circule por un camino adyacente al bastidor.

Las dimensiones y posiciones de estos agujeros fueron las mismas que se utilizaron para el diseño de las placas. De igual forma se añadieron los dos agujeros guías necesarios para el ensamble, en la misma posición y con las mismas dimensiones utilizadas en el modelo de la placa.

Figura 37. Modelado de empaque central. (a) Vista isométrica. (b) Vista frontal. (Dimensiones en milímetros).



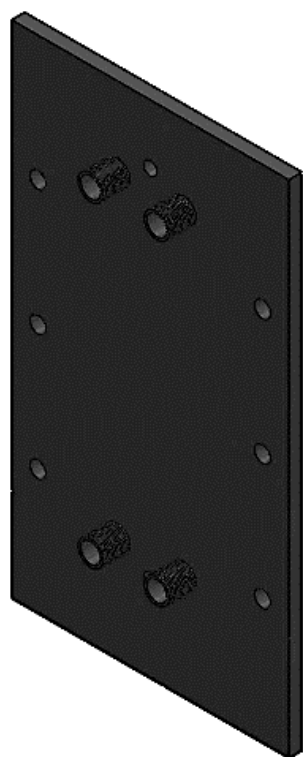
Fuente: Autores.

[illegible]

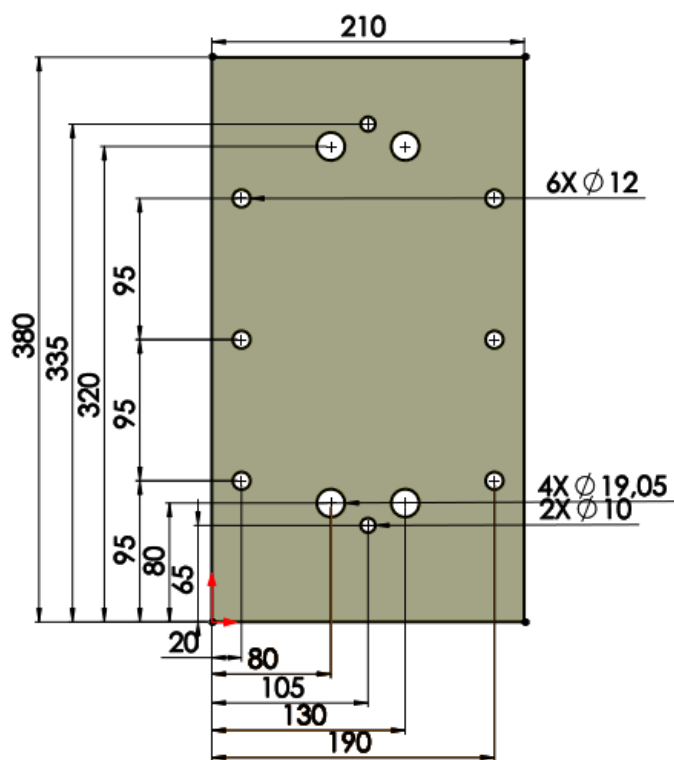
5.3 BASTIDOR

En el bastidor inicial se requería añadir 4 agujeros por donde entrarán y saldrán los fluidos de trabajo, 2 agujeros para la guía del ensamblaje del equipo y 6 agujeros de 12 mm para los pernos de apriete.

Figura 39. Modelado de bastidor inicial. (a) Vista isométrica. (b) Vista frontal.
(Dimensiones en milímetros).



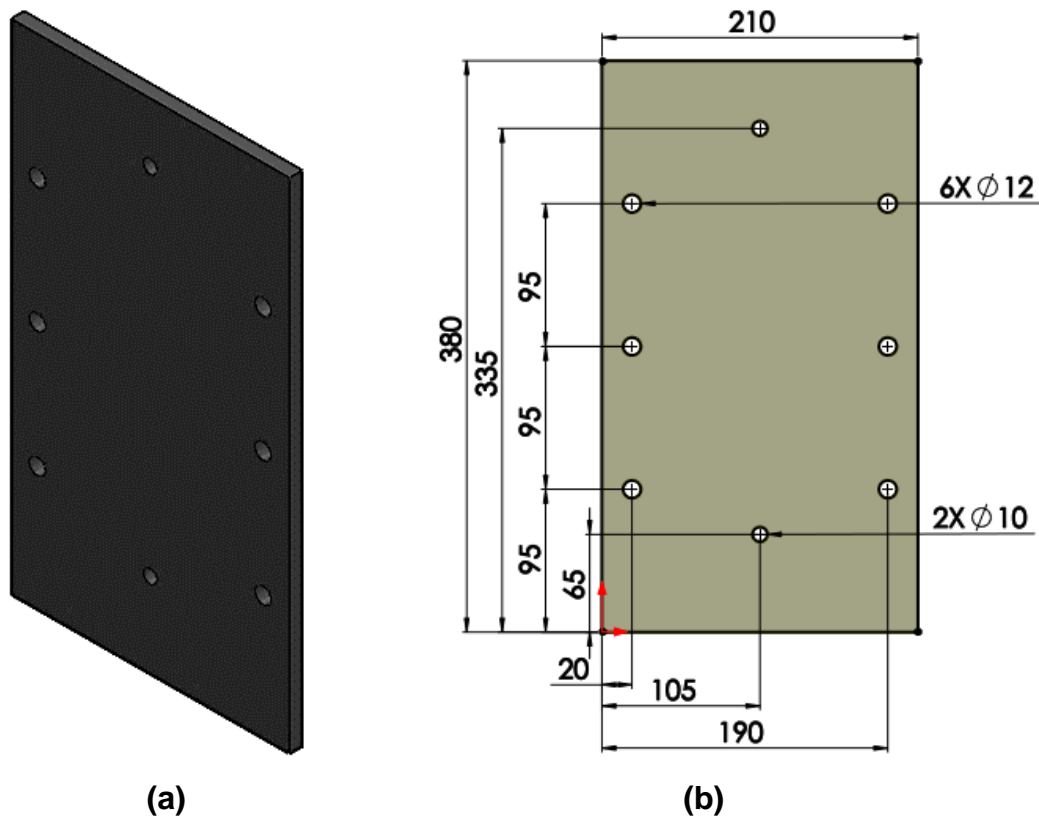
(a)



(b)

Fuente: Autores.

Figura 40. Modelado de bastidor final. (a) Vista isométrica. (b) Vista frontal. (Dimensiones en milímetros).



Fuente: Autores.

5.4 DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Una vez confirmados los datos de espesor de las placas, conductividad térmica del material de la placa, espesor de los empaques y las dimensiones geométricas de las entradas y salidas de los fluidos de trabajo, se procedió a realizar el diseño térmico del intercambiador de calor.

El diseño térmico se realizó para cada uno de los tipos de placa escogidos.

Se identificaron los datos de entrada de los dos fluidos de trabajo frío y caliente los cuales fueron escogidos con anterioridad.

Tabla 8. Temperaturas y caudales de entrada.

Agua Fría		Agua Caliente	
Temperatura de entrada [°C]	20	Temperatura de entrada [°C]	55
Caudal [m ³ /s]	0,00005	Caudal [m ³ /s]	0,00005

Fuente: Autores.

Inicialmente se hizo un diseño para un sentido de flujo paralelo y con placas lisas. Se halló un área total de transferencia requerida y con esta se encontró el número de placas necesarias para realizar la transferencia de calor.

Luego de tener claro el número de placas requeridas y el área de transferencia calculada, se procedió a realizar el diseño para las configuraciones restantes, contraflujo y placas no lisas. Estos cálculos tuvieron como finalidad dar a conocer las temperaturas de salida de los fluidos de trabajo con configuraciones diferentes a las que se diseñó inicialmente y así observar si la transferencia de calor mejora o empeora y en qué medida lo hace.

Para la realización del diseño térmico del intercambiador se asumieron una serie de suposiciones de distintos fenómenos que rigen el comportamiento del intercambiador, esto con el fin de realizar los cálculos de forma más eficaz. Estas fueron:

- Las pérdidas térmicas que puedan ocurrir hacia el exterior se consideraran inexistentes.
- El intercambiador de calor funcionará en condiciones de estado estacionario.
- La temperatura del fluido a lo largo de su trayecto será uniforme.
- Las caídas de presión dentro del intercambiador de calor se considerarán inexistentes.
- Las propiedades de los fluidos de trabajo a lo largo de su trayecto serán constantes.

5.4.1 Placas lisas

5.4.1.1 Flujo paralelo

- **Carga térmica**

Inicialmente se seleccionó el valor de potencia que se quería tomar del fluido caliente, este fue de 3000 W, luego se halló la temperatura a la que saldría el líquido caliente del intercambiador de calor.

Fue necesario realizar una suposición de esta temperatura de salida con el fin de realizar un promedio con la temperatura de entrada y así obtenerse los valores de las propiedades del agua que se necesitaron para resolver la ecuación.

Dado que se esperaba que el valor de salida del fluido caliente estuviese alrededor de 40 °C, se seleccionó este como valor provisional, y promediándolo con el valor de entrada el cual era de 55 °C, se obtuvo un valor promedio de 47,5 °C.

Tabla 9. Propiedades del agua a 47,5 °C.

Densidad [kg/m ³]	Calor específico [J/kg*K]
989,1	4180,5

Fuente: Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones.⁴⁹

Se utilizó la ecuación [2 a] y se despejó la temperatura de salida.

$$T_{C-Final} = 55\text{ °C} - \frac{3000\text{ } \frac{\text{J}}{\text{s}}}{989,1\text{ } \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,00005\text{ } \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4180,5\text{ } \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}}$$
$$T_{C-Final} = 40,489\text{ °C}$$

Como se observa, el valor asumido inicialmente es muy cercano al resultado, por lo tanto, se consideró aceptable el resultado.

Luego se realizó el mismo procedimiento para el fluido frío, guiándose por la caída en la temperatura del fluido caliente que fue de 14,511 °C, se redondeó a 15 °C y se añadió a la temperatura de entrada del fluido frío la cual fue de 20 °C, esto dio un valor de 35 °C a la salida del fluido frío, ahora se halló un valor promedio entre las temperaturas de entrada y salida del fluido frío, obteniendo un valor de 27,5 °C.

⁴⁹ YUNUS A, Cengel y AFSHIN J. Ghajar. Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones. Cuarta edición. México DF, McGRAW-HILL, 2011. ISBN: 978-0-607-15-0540-8. 878 p.

Tabla 10. Propiedades del agua a 27,5 °C.

Densidad [kg/m ³]	Calor específico [J/kg*K]
996,5	4179

Fuente: Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones.⁵⁰

Como la potencia que disipe el fluido caliente será la misma potencia que toma el fluido frío, se utilizó la ecuación [2 b] y se despejó la temperatura de salida.

$$T_{F-Final} = 20\text{ °C} + \frac{3000 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{996,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,00005 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4179 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}}$$

$$T_{F-Final} = 34,408\text{ °C}$$

Como se observa, el valor asumido inicialmente fue muy cercano al resultado, por lo tanto, se consideró aceptable el resultado.

Con este último valor se obtuvieron las cuatro temperaturas en las dos entradas y dos salidas del intercambiador de calor.

Tabla 11. Temperaturas de entrada y salida de los fluidos de trabajo.

Agua Fría		Agua Caliente	
Temperatura de entrada [°C]	20	Temperatura de entrada [°C]	55
Temperatura de salida [°C]	34,408	Temperatura de salida [°C]	40,489

Fuente: Autores.

Dado que los valores promedios provisionales fueron aceptables, se utilizaron estos mismos para hallar los valores de las propiedades restantes que se necesitaban.

⁵⁰ Ibid., p. 878.

Tabla 12. Propiedades de los fluidos de trabajo.

Agua fría		Agua caliente	
Densidad [kg/m ³]	996,5	Densidad [kg/m ³]	989,1
Viscosidad dinámica [kg/m*s]	0,0008445	Viscosidad dinámica [kg/m*s]	0,0005715
Numero de Prandtl	5,78	Numero de Prandtl	3,73
Conductividad térmica [W/m*K]	0,611	Conductividad térmica [W/m*K]	0,6405
Calor específico [J/kg*K]	4179	Calor específico [J/kg*K]	4180,5

Fuente: Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones.⁵¹

- **Temperatura logarítmica media**

Utilizando las temperaturas de la tabla 13 y la ecuación [3], se halló la temperatura logarítmica media.

Flujo paralelo:

$$\Delta T_{ML} = \frac{(55 - 20) - (40,489 - 34,408)}{\ln\left(\frac{55 - 20}{40,489 - 34,408}\right)}$$

$$\Delta T_{LM} = 16,524 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Contraflujo:

$$\Delta T_{ML} = \frac{(55 - 34,408) - (40,489 - 20)}{\ln\left(\frac{55 - 34,408}{40,489 - 20}\right)}$$

$$\Delta T_{ML} = 20,54 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ahora se buscó el factor de corrección de la temperatura logarítmica media para intercambiador de calor de placas. Para hacer esto se debió hallar el valor de NTU (número de unidades de transferencia) el cual está dado por la ecuación.

$$NTU = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{ML}}$$

Donde:

ΔT_c = Diferencia de temperatura del fluido caliente.

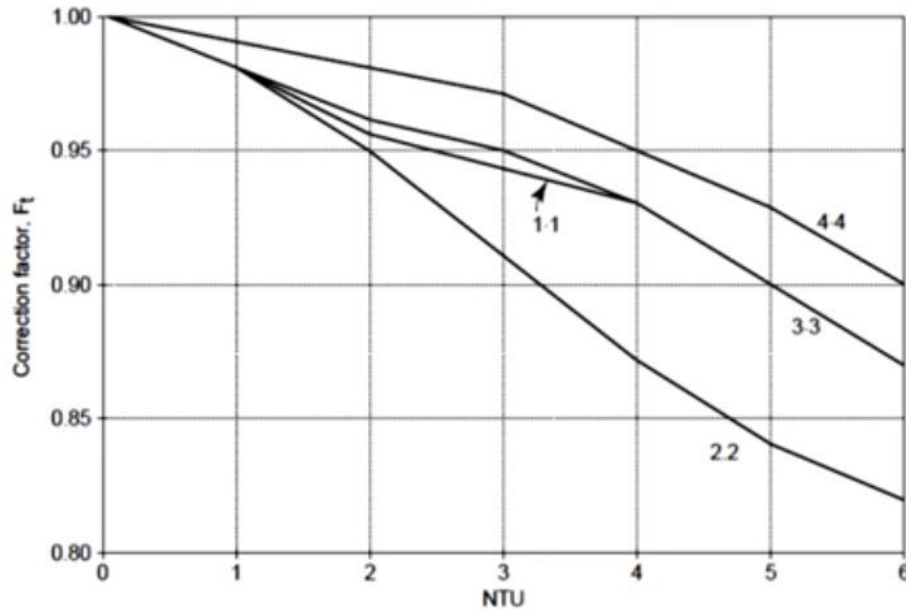
⁵¹ Ibíd., p. 878.

$$NTU = \frac{14,511\text{ }^{\circ}\text{C}}{16,524\text{ }^{\circ}\text{C}}$$

$$NTU = 0,878$$

Utilizando este valor se buscó el factor de corrección en la siguiente gráfica.

Figura 41. Factor de corrección de temperatura logarítmica media para intercambiadores de calor de placas.



Fuente: Raju and Chand 1980.⁵²

De la figura 41 se escogió el valor de 0,975 como factor de corrección.

- **Coefficiente global de transferencia**

Para continuar con el diseño térmico se debió escoger un valor provisional de coeficiente global de transferencia provisional que finalmente se corregiría si fuese necesario.

$$U_{\text{Prov}} = 500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

Con este valor se halló un área de transferencia total utilizando la ecuación [4].

$$A_T = \frac{3000 \text{ W}}{500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} * 0,975 * 16,524\text{ }^{\circ}\text{C}}$$

$$A_T = 0,3725 \text{ m}^2$$

⁵² Raju, K & Chand, J (1980) Consider the Plate Heat Exchanger Chem Eng.

Como se mencionó en el numeral 5.1, las placas tienen unas dimensiones de 30 x 15 cm, sin embargo, la transferencia de calor no se efectúa en el área total de la placa. El área útil de transferencia de calor es menor, y viene restringido por el diseño del empaque. Como se observó en la figura 37, el empaque ocupa 1 cm por cada uno de sus lados laterales, y aproximadamente 5 cm por los lados superior e inferior, lo que dio un total de 20 x 13 cm. Se utilizó la ecuación [5] para hallar el área efectiva de una placa lisa.

$$A_{Pl} = 20 \text{ cm} * 13 \text{ cm}$$

$$A_{Pl} = 260 \text{ cm}^2$$

$$A_{Pl} = 0,026 \text{ m}^2$$

Ahora para hallar el número de placas necesarias para realizar la transferencia de calor se utilizó la ecuación [8].

$$N_P = \frac{0,3725 \text{ m}^2}{0,026 \text{ m}^2}$$

$$N_P = 14,324$$

Como se deseaba que hubiera un número de canales igual para cada fluido de trabajo se requirió redondear este valor al número impar siguiente por encima de este.

$$N_P = 15$$

Este fue el número de placas con el que se debía construir el intercambiador de calor si el coeficiente total de transferencia escogido previamente estuviese correcto.

- **Corroboración del coeficiente global de transferencia**

Teniendo en cuenta que la primera y última placa no están en contacto con el fluido por las 2 caras, no se contaron como placas útiles en la transferencia de calor. Utilizando la ecuación [9] se halló el número real de placas útiles.

$$N_E = 15 - 2$$

$$N_E = 13$$

Ahora se halló el número de canales por los que circulara cada uno de los fluidos de trabajo utilizando la ecuación [10].

$$N_C = \frac{15 - 1}{2}$$

$$N_C = 7$$

Otros datos que se necesitaron fueron el área transversal de un canal y el diámetro hidráulico. Se utilizaron las ecuaciones [11] y [12] respectivamente.

$$A_C = 13 \text{ cm} * 0,3175 \text{ cm}$$

$$A_C = 4,1275 \text{ cm}^2$$

$$A_C = 0,00041275 \text{ m}^2$$

$$D_H = \frac{2 * 13 \text{ cm} * 0,3175 \text{ cm}}{13 \text{ cm} + 0,3175 \text{ cm}}$$

$$D_H = 0,619861085 \text{ cm}$$

$$D_H = 0,006198611 \text{ m}$$

Se debía hallar los coeficientes de convección de los fluidos frío y caliente. Para esto se comenzó hallando la velocidad lineal del fluido a la que ingresa por todos sus canales utilizando la ecuación [13].

$$V = \frac{0,00005 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{7 * 0,00041275 \text{ m}^2}$$

$$V = 0,017305529 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Como se estableció anteriormente, los canales son iguales para cada uno de los dos fluidos de trabajo, al igual que lo es el flujo volumétrico; así que se concluye que este valor de velocidad de entrada será el mismo para cada uno de los fluidos de trabajo.

Seguido a la velocidad de entrada, se halló el número de Reynolds para cada uno de estos fluidos de trabajo utilizando la ecuación [14].

Fluido frío:

$$Re_F = \frac{996,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,017305529 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,006198611 \text{ m}}{0,0008445 \frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{s}}}$$

$$Re_F = 126,5776136$$

Fluido caliente:

$$Re_C = \frac{989,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,017305529 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,006198611 \text{ m}}{0,0005715 \frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{s}}}$$

$$Re_C = 185,6535344$$

Luego se halló el número de Nusselt para cada uno de los fluidos de trabajo utilizando la ecuación [15].

Fluido frío:

$$\begin{aligned}Nu_F &= 0,1528 * (126,5776136)^{0,66} * (5,78)^{0,4} \\Nu_F &= 7,524021814\end{aligned}$$

Fluido caliente:

$$\begin{aligned}Nu_C &= 0,1528 * (185,6535344)^{0,66} * (3,73)^{0,4} \\Nu_C &= 8,131132035\end{aligned}$$

Utilizando la ecuación [16] se halló el coeficiente de convección para cada uno de los fluidos de trabajo.

Fluido frío:

$$\begin{aligned}h_F &= \frac{7,524021814 * 0,611 \frac{W}{m * K}}{0,006198611 m} \\h_F &= 741,6463849 \frac{W}{m^2 * K}\end{aligned}$$

Fluido caliente:

$$\begin{aligned}h_C &= \frac{8,131132035 * 0,6404 \frac{W}{m * K}}{0,006198611 m} \\h_C &= 840,1866473 \frac{W}{m^2 * K}\end{aligned}$$

Finalmente se pudo hallar el valor del coeficiente global de transferencia. Además de los coeficientes de convección y las características de las placas, se necesitaban los coeficientes de ensuciamiento de los fluidos de trabajo, en este caso, agua potable.

Utilizando el valor de $0,00018 \frac{m^2 * K}{W}$ como factor de ensuciamiento⁵³ para el agua dulce se halló un coeficiente de ensuciamiento.

$$C_c = C_f = \frac{1}{0,00018 \frac{m^2 * K}{W}}$$

⁵³ Typical Fouling Factors. <http://www.the-engineering-page.com/forms/he/typFoul.html>

$$C_c = C_f = 5555,55 \frac{W}{m^2 * K}$$

Ahora se halló el valor del coeficiente total de transferencia utilizando la ecuación [17].

$$U = \frac{1}{\frac{1}{741,6463849 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{1}{5555,55 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{0,0004 m}{26,1 \frac{W}{m * K}} + \frac{1}{5555,55 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{1}{840,1866473 \frac{W}{m^2 * K}}}$$

$$U = 343,1839863 \frac{W}{m^2 * K}$$

Como se observa, el resultado se alejó bastante de nuestro valor provisional, por lo tanto, se debió repetir el proceso, pero esta vez utilizando este nuevo valor como inicial.

El proceso realizado se plasma en la siguiente tabla.

Tabla 13. Iteraciones del proceso #1.

Ui	At	Np	Agua fría				Agua caliente				Uf
			V	Re	Un	h	V	Re	Un	h	
500,000	0,372	15	0,017	126,578	7,524	741,646	0,017	185,654	8,131	840,187	343,184
343,184	0,543	21	0,012	88,604	5,946	586,086	0,012	129,957	6,426	663,958	278,732
278,732	0,668	27	0,009	68,157	5,000	492,900	0,009	99,967	5,404	558,390	238,379
238,379	0,781	31	0,008	59,070	4,550	448,478	0,008	86,638	4,917	508,066	218,659
218,659	0,852	33	0,008	55,378	4,360	429,776	0,008	81,223	4,712	486,879	210,260
210,260	0,886	35	0,007	52,120	4,189	412,919	0,007	76,446	4,527	467,783	202,640
202,640	0,919	37	0,007	49,225	4,034	397,632	0,007	72,199	4,359	450,465	195,689
195,689	0,952	37	0,007	49,225	4,034	397,632	0,007	72,199	4,359	450,465	195,689

Fuente: Autores.

De la tabla 14 se observa que el valor final del coeficiente total de transferencia es de $195,689282 \frac{W}{m^2 * K}$, y el número de placas requeridas para realizar la transferencia de 3000 W fue de 37, equivalentes a $0,951556202 m^2$.

5.4.1.2 Contraflujo. El cálculo del sentido contraflujo se realizó de forma inversa. Teniendo un área de transferencia de calor y un coeficiente global de transferencia de calor establecido, se determinó la potencia que podía transferir.

Para esto se utilizó inicialmente el valor de temperatura media logarítmica para contraflujo y el factor de corrección de este mismo que se hallaron anteriormente. Con estos valores se halló la temperatura media logarítmica verdadera para el sentido contraflujo.

$$\Delta T_M = 0,975 * 20,54 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_M = 20,027 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ahora utilizando la ecuación [1] se halló el valor de potencia que se transferirá.

$$\dot{Q} = 0,951556202 \text{ m}^2 * 195,689282 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} * 20,027 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q} = 3729,255 \text{ W}$$

Con este valor de potencia se hallaron las temperaturas de salida de los fluidos de trabajo utilizando las ecuaciones [2 a] y [2 b]

$$T_{C\text{-salida}} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C} - \frac{3729,255 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{989,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,00005 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4180,5 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}}$$

$$T_{C\text{-salida}} = 36,9622 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{F\text{-salida}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} + \frac{3729,255 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{996,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,00005 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4179 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}}$$

$$T_{F\text{-salida}} = 37,9102 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Con estos valores nuevos de temperaturas de salida se halló un nuevo valor de temperatura media logarítmica para contraflujo utilizando la ecuación [3].

$$\Delta T_{ML} = \frac{(55 - 37,9102) - (36,9622 - 20)}{\ln\left(\frac{55 - 37,9102}{36,9622 - 20}\right)}$$

$$\Delta T_{ML} = 17,026 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Como se observa, el valor de temperatura media logarítmica inicialmente utilizado difiere bastante de este resultado. Por lo tanto, se debió corregir este valor reemplazándolo por el promedio del valor inicialmente utilizado y el valor recientemente hallado.

$$\Delta T_{ML\text{-Prom}} = \frac{20,54 \text{ }^{\circ}\text{C} + 17,026 \text{ }^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$\Delta T_{ML\text{-Prom}} = 18,7833 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Se realizó el procedimiento nuevamente. El proceso se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 14. Iteraciones del proceso #2.

LMTD inicial [°C]	Q [W]	TC-Salida [°C]	TF-Salida [°C]	LMTD final [°C]	LMTD Promedio [°C]
20,5407351	3729,25501	36,9621966	37,9102812	17,0258781	18,7833066
18,7833066	3410,18664	38,5054788	36,3779096	18,5637235	18,6735151
18,6735151	3390,25353	38,6018920	36,2821780	18,6597970	18,6666560
18,6666560	3389,00824	38,6079153	36,2761973	18,6657990	18,6662275
18,6662275	3388,93044	38,6082915	36,2758237	18,6661740	18,6662008
18,6662008	3388,92558	38,6083151	36,2758003	18,6661974	18,6661991
18,6661991	3388,92528	38,6083165	36,2757989	18,6661989	18,6661990
18,6661990	3388,92526	38,6083166	36,2757988	18,6661990	18,6661990

Fuente: Autores.

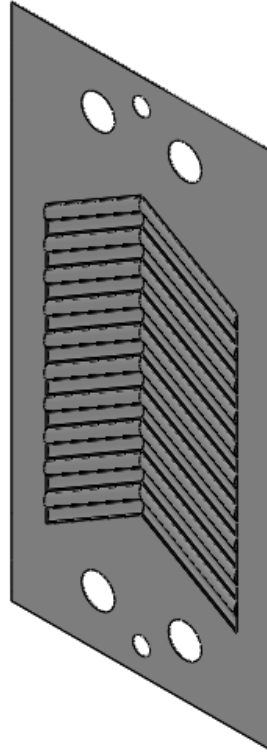
$$\% \dot{Q} = \frac{3388,92526 \text{ W} - 3000 \text{ W}}{3000 \text{ W}} * 100 \%$$

$$\% \dot{Q} = 12,964 \%$$

Como se puede observar, el valor final que dio como resultado de las iteraciones fue de 3388,92526 W. Es decir, 288,92526 W más que se transfieren comparándolo con el sentido de flujo paralelo. Esto representa una mejora del 12,964%.

5.4.2 Placas con corrugado #1

Figura 42. Vista isométrica del modelado de una placa con corrugado V y paso de 16 mm.



Fuente: Autores.

El corrugado #1 se seleccionó con una configuración en V y un ángulo de 30°.

Las dimensiones del corrugado que se seleccionaron para realizar el diseño térmico para placas con corrugado #1 fueron: profundidad de 1 mm y paso de onda de 16 mm.

Con los valores geométricos seleccionados se halló el factor de alargamiento de esta placa utilizando la ecuación [6].

$$x = \frac{2 * \pi * 1 \text{ mm}}{16 \text{ mm}}$$

$$x = 0,392699082$$

$$\phi \approx \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + 0,392699082^2} + 4 * \sqrt{1 + \frac{0,392699082^2}{2}} \right)$$

$$\phi \approx 1,03761535$$

Este factor de alargamiento se utilizó para modificar dos valores. Estos son el diámetro hidráulico y el área útil de la placa.

$$D_H = \frac{0,006198611 \text{ m}}{1,03761535}$$

$$D_H = 0,0059739 \text{ m}$$

$$A_{Pc} = 0,026 \text{ m}^2 * 1,03761535$$

$$A_{Pc} = 0,026977999 \text{ m}^2$$

Como el diámetro hidráulico cambió, el coeficiente global de transferencia se modificó de igual manera. Este nuevo valor de diámetro hidráulico se reemplazó en la última iteración realizada en el diseño térmico para un flujo paralelo en placas lisas y se halló un nuevo valor de coeficiente global de transferencia para la placa con este tipo de corrugado.

Se concluyó anteriormente un número total de placas igual a 37 lo que dio como resultado 18 canales para cada fluido.

$$V = \frac{0,00005 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{18 * 0,00041275 \text{ m}^2}$$

$$V = 0,006729928 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Seguido de la velocidad de entrada, se halló el número de Reynolds para cada uno de estos fluidos de trabajo utilizando la ecuación [14].

Fluido frío:

$$Re_F = \frac{996,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,006729928 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,0059739 \text{ m}}{0,0008445 \frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{s}}}$$

$$Re_F = 47,4401497$$

Fluido caliente:

$$Re_C = \frac{989,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,006729928 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,0059739 \text{ m}}{0,0005715 \frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{s}}}$$

$$Re_C = 69,58127281$$

Luego se halló el número de Nusselt para cada uno de los fluidos de trabajo utilizando la ecuación [15].

Fluido frío:

$$\text{Nu}_F = 0,1528 * (47,4401497)^{0,66} * (5,78)^{0,4}$$

$$\text{Nu}_F = 3,936868269$$

Fluido caliente:

$$\text{Nu}_C = 0,1528 * (69,58127281)^{0,66} * (3,73)^{0,4}$$

$$\text{Nu}_C = 4,254532547$$

Utilizando la ecuación [16] se halló el coeficiente de convección para cada uno de los fluidos de trabajo.

Fluido frío:

$$h_F = \frac{3,936868269 * 0,611 \frac{W}{m * K}}{0,0059739 \text{ m}}$$

$$h_F = 402,6559389 \frac{W}{m^2 * K}$$

Fluido caliente:

$$h_C = \frac{4,254532547 * 0,6405 \frac{W}{m * K}}{0,0059739 \text{ m}}$$

$$h_C = 456,1555887 \frac{W}{m^2 * K}$$

Luego se halló el valor del coeficiente global de transferencia nuevamente.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{402,6559389 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{1}{5555,55 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{0,0004 \text{ m}}{26,1 \frac{W}{m * K}} + \frac{1}{5555,55 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{1}{456,1555887 \frac{W}{m^2 * K}}}$$

$$U = 197,9778541 \frac{W}{m^2 * K}$$

Del diseño térmico en flujo paralelo se concluyó un número de placas exacto de 36,5983155. Con este valor y la nueva área efectiva se halló un área total de transferencia.

$$A_T = 0,026977999 \text{ m}^2 * 36,5983155$$

$$A_T = 0,987349322 \text{ m}^2$$

5.4.2.1 Flujo paralelo. Para realizar el análisis de flujo paralelo en placas con corrugado #1 se debió seleccionar un valor de temperatura media logarítmica provisional. Inicialmente se utilizó el valor de temperatura media logarítmica para un flujo paralelo en una placa lisa.

$$\Delta T_{ML} = 16,524 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_M = 0,975 * 16,524 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_M = 16,11 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Utilizando la ecuación [1] se halló el valor de potencia que se transferirá.

$$\dot{Q} = 0,987349322 \text{ m}^2 * 197,9778541 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} * 16,11 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q} = 3149,251 \text{ W}$$

Con este valor de potencia se hallaron las temperaturas de salida de los fluidos de trabajo utilizando las ecuaciones [2 a] y [2 b].

$$T_{C\text{-salida}} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C} - \frac{3149,251 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{989,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,00005 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4180,5 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}}$$

$$T_{C\text{-salida}} = 39,768 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{F\text{-salida}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} + \frac{3149,251 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{996,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,00005 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4179 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}}$$

$$T_{F\text{-salida}} = 35,125 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Con estos valores nuevos de temperaturas de salida se halló un nuevo valor de temperatura media logarítmica para contraflujo utilizando la ecuación [3].

$$\Delta T_{ML} = \frac{(55 - 20) - (39,768 - 35,125)}{\ln\left(\frac{55 - 20}{39,768 - 35,125}\right)}$$

$$\Delta T_{ML} = 15,0282 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Como se observa, el valor inicialmente utilizado de temperatura media logarítmica difiere bastante de este resultado. Por lo tanto, se debió corregir este valor reemplazándolo por el promedio del valor inicialmente utilizado y el valor recientemente hallado.

$$\Delta T_{ML\text{-Prom}} = \frac{16,524 \text{ }^{\circ}\text{C} + 15,0282 \text{ }^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$\Delta T_{ML-Prom} = 15,776 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Se realizó el procedimiento nuevamente. El proceso se plasma en la siguiente tabla.

Tabla 15. Iteraciones del proceso #3.

LMTD inicial [°C]	Q [W]	TC-Salida [°C]	TF-Salida [°C]	LMTD final [°C]	LMTD Promedio [°C]
16,52400	3149,25056	39,76758	35,12473	15,02815	15,77608
15,77608	3006,70670	40,45705	34,44014	16,46042	16,11825
16,11825	3071,92004	40,14162	34,75334	15,82565	15,97195
15,97195	3044,03779	40,27648	34,61943	16,10087	16,03641
16,03641	3056,32284	40,21706	34,67843	15,98034	16,00838
16,00838	3050,98001	40,24290	34,65277	16,03290	16,02064
16,02064	3053,31693	40,23160	34,66399	16,00994	16,01529
16,01529	3052,29731	40,23653	34,65909	16,01996	16,01763
16,01763	3052,74266	40,23438	34,66123	16,01559	16,01661
16,01661	3052,54823	40,23532	34,66030	16,01750	16,01705
16,01705	3052,63313	40,23491	34,66071	16,01666	16,01686
16,01686	3052,59606	40,23509	34,66053	16,01703	16,01694

Fuente: Autores.

$$\% \dot{Q} = \frac{3052,59606 \text{ W} - 3000 \text{ W}}{3000 \text{ W}} * 100 \%$$

$$\% \dot{Q} = 1,7532 \%$$

Como se puede observar, el valor final que dio como resultado de las iteraciones fue de 3052,59606 W. Es decir, 52,59606 W más que se transfieren comparándolo con el sentido de flujo paralelo para placas lisas. Esto representa una mejora del 1,7532%.

5.4.2.2 Contraflujo. Teniendo un área de transferencia de calor y un coeficiente global de transferencia de calor establecido se determinó la potencia que puede transferir.

Se utilizó inicialmente el valor de temperatura media logarítmica para contraflujo que se halló para placas lisas. Esto con el fin de hallar el valor de temperatura media logarítmica verdadero para el sentido contraflujo.

$$\Delta T_M = 0,975 * 18,666 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_M = 18,199 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ahora utilizando la ecuación [1] se halló el valor de potencia que se transferirá.

$$\dot{Q} = 0,987349322 \text{ m}^2 * 197,9778541 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} * 18,199 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q} = 3557,524922 \text{ W}$$

Con este valor de potencia se hallaron las temperaturas de salida de los fluidos de trabajo utilizando las ecuaciones [2 a] y [2 b].

$$T_{C\text{-salida}} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C} - \frac{3557,524922 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{989,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,00005 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4180,5 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}}$$

$$T_{C\text{-salida}} = 37,793 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{F\text{-salida}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} + \frac{3557,524922 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{996,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,00005 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4179 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}}$$

$$T_{F\text{-salida}} = 37,086 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Con estos valores nuevos de temperaturas de salida se halló un nuevo valor de temperatura media logarítmica para contraflujo utilizando la ecuación [3].

$$\Delta T_{ML} = \frac{(55 - 37,086) - (37,793 - 20)}{\ln\left(\frac{55 - 37,086}{37,793 - 20}\right)}$$

$$\Delta T_{ML} = 17,8536 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Como se observa, el valor inicialmente utilizado de temperatura media logarítmica difiere bastante de este resultado, por lo tanto, se debió corregir este valor reemplazándolo por el promedio del valor inicialmente utilizado y el valor recientemente hallado.

$$\Delta T_{ML\text{-Prom}} = \frac{18,666 \text{ }^{\circ}\text{C} + 17,8536 \text{ }^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$\Delta T_{ML\text{-Prom}} = 18,2599 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Este procedimiento se realizó nuevamente. El proceso se plasma en la siguiente tabla.

Tabla 16. Iteraciones del proceso #4.

LMTD inicial [°C]	Q [W]	TC-Salida [°C]	TF-Salida [°C]	LMTD final [°C]	LMTD Promedio [°C]
18,6661990	3557,5249218	37,7928273	37,0855228	17,8535832	18,2598911
18,2598911	3480,0881352	38,1673765	36,7136216	18,2268127	18,2433519
18,2433519	3476,9359938	38,1826229	36,6984829	18,2420054	18,2426787
18,2426787	3476,8076822	38,1832435	36,6978667	18,2426238	18,2426513
18,2426513	3476,8024591	38,1832688	36,6978416	18,2426490	18,2426501
18,2426501	3476,8022465	38,1832698	36,6978406	18,2426500	18,2426501

Fuente: Autores.

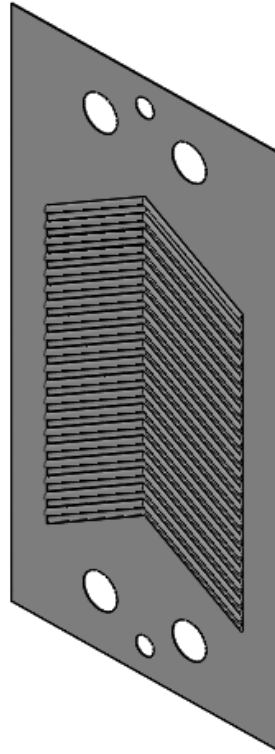
$$\% \dot{Q} = \frac{3476,8022465 \text{ W} - 3388,92526 \text{ W}}{3388,92526 \text{ W}} * 100 \%$$

$$\% \dot{Q} = 2,593 \%$$

Como se puede observar, el valor final que dio como resultado de las iteraciones es de 3476,8022 W. Es decir, 87,877 W más que transfiere el fluido caliente comparándolo con el sentido en contraflujo para placas lisas. Esto representa una mejora de 2,593%.

5.4.3 Placas con corrugado #2

Figura 43. Vista isométrica del modelado de una placa con corrugado V y paso de 8 mm.



Fuente: Autores.

El segundo corrugado que se seleccionó también tiene una configuración en V con un ángulo de 30°. Para este segundo corrugado se decidió reducir el paso de la onda a la mitad lo cual significa que esta placa tiene como dimensiones una profundidad de 1 mm y un paso de 8 mm.

Con los valores geométricos seleccionados se halló el factor de alargamiento de esta placa utilizando la ecuación [6].

$$x = \frac{2 * \pi * 1 \text{ mm}}{8 \text{ mm}}$$

$$x = 0,785398163$$

$$\phi \approx \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + 0,785398163^2} + 4 * \sqrt{1 + \frac{0,785398163^2}{2}} \right)$$

$$\phi \approx 1,141168463$$

Este factor de alargamiento se utilizó para modificar dos valores. Estos fueron el diámetro hidráulico y el área útil de la placa.

$$D_H = \frac{0,006198611 \text{ m}}{1,141168463}$$

$$D_H = 0,005431811 \text{ m}$$

$$A_{PC} = 0,026 \text{ m}^2 * 1,141168463$$

$$A_{PC} = 0,02967038 \text{ m}^2$$

Como el diámetro hidráulico cambió, el coeficiente global de transferencia se modificó de igual manera. Este nuevo valor de diámetro hidráulico se reemplazó en la última iteración realizada en el diseño térmico para un flujo paralelo en placas lisas y se halló el nuevo valor de coeficiente global de transferencia para la placa con este tipo de corrugado.

Se concluyó anteriormente un número total de placas igual a 37 lo que dio como resultado 18 canales para cada fluido.

$$V = \frac{0,00005 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{18 * 0,00041275 \text{ m}^2}$$

$$V = 0,006729928 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Seguido de la velocidad de entrada, se halló el número de Reynolds para cada uno de estos fluidos de trabajo utilizando la ecuación [14].

Fluido frio:

$$Re_F = \frac{996,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,006729928 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,005431811 \text{ m}}{0,0008445 \frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{s}}}$$

$$Re_F = 43,13528556$$

Fluido caliente:

$$Re_C = \frac{989,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,006729928 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,005431811 \text{ m}}{0,0005715 \frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{s}}}$$

$$Re_C = 63,26725552$$

Luego se halló el número de Nusselt para cada uno de los fluidos de trabajo utilizando la ecuación [15].

Fluido frío:

$$\text{Nu}_F = 0,1528 * (43,13528556)^{0,66} * (5,78)^{0,4}$$

$$\text{Nu}_F = 3,697294602$$

Fluido caliente:

$$\text{Nu}_C = 0,1528 * (63,26725552)^{0,66} * (3,73)^{0,4}$$

$$\text{Nu}_C = 3,995627781$$

Utilizando la ecuación [16] se halló el coeficiente de convección para cada uno de los fluidos de trabajo.

Fluido frío:

$$h_F = \frac{3,697294602 * 0,611 \frac{W}{m * K}}{0,005431811 m}$$

$$h_F = 415,8920857 \frac{W}{m^2 * K}$$

Fluido caliente:

$$h_C = \frac{3,995627781 * 0,6405 \frac{W}{m * K}}{0,005431811 m}$$

$$h_C = 471,1503814 \frac{W}{m^2 * K}$$

Luego se halló el valor del coeficiente global de transferencia nuevamente.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{415,8920857 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{1}{5555,55 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{0,0004 m}{26,1 \frac{W}{m * K}} + \frac{1}{5555,55 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{1}{471,1503814 \frac{W}{m^2 * K}}}$$

$$U = 203,9875422 \frac{W}{m^2 * K}$$

Del diseño térmico en flujo paralelo se concluyó un número de placas exacto de 36,5983155. Con este valor y la nueva área efectiva se halló un área total de transferencia.

$$A_T = 0,02967038 m^2 * 36,5983155$$

$$A_T = 1,085885929 m^2$$

5.4.3.1 Flujo paralelo. Para realizar el análisis de flujo paralelo en placas con corrugado #2 se debió seleccionar un valor de temperatura media logarítmica provisional. Se utilizó el valor de temperatura media logarítmica para un flujo paralelo en una placa lisa.

$$\Delta T_{ML} = 16,524 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_M = 0,975 * 16,524 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_M = 16,11 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Luego se utilizó la ecuación [1] para hallar el valor de potencia que se transferirá.

$$\dot{Q} = 1,085885929 \text{ m}^2 * 203,9875422 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} * 16,11 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q} = 3568,68 \text{ W}$$

Con este valor de potencia se hallaron las temperaturas de salida de los fluidos de trabajo utilizando las ecuaciones [2 a] y [2 b].

$$T_{C-salida} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C} - \frac{3568,68 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{989,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,00005 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4180,5 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}}$$

$$T_{C-salida} = 37,7389 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{F-salida} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} + \frac{3568,68 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{996,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,00005 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4179 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}}$$

$$T_{F-salida} = 37,1391 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Con estos valores nuevos de temperaturas de salida se halló un nuevo valor de temperatura media logarítmica para contraflujo utilizando la ecuación [3].

$$\Delta T_{ML} = \frac{(55 - 20) - (37,7389 - 37,1391)}{\ln\left(\frac{55 - 20}{37,7389 - 37,1391}\right)}$$

$$\Delta T_{ML} = 8,4593 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Como se observa, el valor inicialmente utilizado de temperatura media logarítmica difiere bastante de este resultado. Por lo tanto, se debió corregir este valor reemplazándolo por el promedio del valor inicialmente utilizado y el valor recientemente hallado.

$$\Delta T_{ML-Prom} = \frac{16,524\text{ }^{\circ}\text{C} + 8,4593\text{ }^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$\Delta T_{ML-Prom} = 12,4916\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Se realizó el procedimiento nuevamente. El proceso se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 17. Iteraciones del proceso #5.

LMTD inicial [°C]	Q [W]	TC-Salida [°C]	TF-Salida [°C]	LMTD final [°C]	LMTD Promedio [°C]
16,524	3568,680	37,739	37,139	8,459	12,492
12,492	2697,817	41,951	32,957	19,139	15,816
15,816	3415,677	38,479	36,404	11,653	13,734
13,734	2966,151	40,653	34,245	16,840	15,287
15,287	3301,588	39,031	35,856	13,259	14,273
14,273	3082,607	40,090	34,805	15,719	14,996
14,996	3238,667	39,335	35,554	14,029	14,512
14,512	3134,215	39,840	35,053	15,188	14,850
14,850	3207,128	39,488	35,403	14,392	14,621
14,621	3157,705	39,727	35,165	14,938	14,779
14,779	3191,880	39,561	35,329	14,563	14,671
14,671	3168,572	39,674	35,218	14,820	14,746
14,746	3184,619	39,597	35,295	14,644	14,695
14,695	3173,642	39,650	35,242	14,765	14,730
14,730	3181,184	39,613	35,278	14,682	14,706
14,706	3176,018	39,638	35,253	14,739	14,722
14,722	3179,564	39,621	35,270	14,700	14,711
14,711	3177,133	39,633	35,259	14,726	14,719
14,719	3178,801	39,625	35,267	14,708	14,713
14,713	3177,658	39,630	35,261	14,721	14,717
14,717	3178,442	39,626	35,265	14,712	14,715
14,715	3177,904	39,629	35,262	14,718	14,716
14,716	3178,020	39,628	35,263	14,717	14,716

Fuente: Autores.

$$\% \dot{Q} = \frac{3178,02\text{ W} - 3000\text{ W}}{3000\text{ W}} * 100\%$$

$$\% \dot{Q} = 5,934\%$$

Como se puede observar, el valor final que dio como resultado de las iteraciones es de 3178,02 W. Es decir, 178,02 W más que se transfieren comparándolo con el sentido de flujo paralelo para placas lisas. Esto representa una mejora del 5,934%.

5.4.3.2 Contraflujo. Teniendo un área de transferencia de calor y un coeficiente global de transferencia de calor establecido, se determinó la potencia que puede transferir.

Inicialmente se seleccionó el valor de temperatura media logarítmica para contraflujo que se halló para una placa lisa. Esto con el fin de hallar el valor de temperatura media logarítmica verdadero para el sentido contraflujo.

$$\Delta T_M = 0,975 * 18,666 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_M = 18,199 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ahora utilizando la ecuación [1] se halló el valor de potencia que se transferirá.

$$\dot{Q} = 1,085885929 \text{ m}^2 * 203,9875422 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} * 18,199 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q} = 4031,330062 \text{ W}$$

Con este valor de potencia se hallaron las temperaturas de salida de los fluidos de trabajo utilizando las ecuaciones [2 a] y [2 b].

$$T_{C\text{-salida}} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C} - \frac{4031,330062 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{989,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,00005 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4180,5 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}}$$

$$T_{C\text{-salida}} = 35,5011 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{F\text{-salida}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} + \frac{4031,330062 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{996,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,00005 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4179 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}}$$

$$T_{F\text{-salida}} = 39,36104 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Con estos valores nuevos de temperaturas de salida se halló un nuevo valor de temperatura media logarítmica para contraflujo utilizando la ecuación [3].

$$\Delta T_{ML} = \frac{(55 - 39,36104) - (35,5011 - 20)}{\ln\left(\frac{55 - 39,36104}{35,5011 - 20}\right)}$$

$$\Delta T_{ML} = 15,5699 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Como se observa, el valor inicialmente utilizado de temperatura media logarítmica difiere bastante de este resultado. Por lo tanto, se debió corregir este valor reemplazándolo por el promedio del valor inicialmente utilizado y el valor recientemente hallado.

$$\Delta T_{ML-Prom} = \frac{18,666 \text{ }^{\circ}\text{C} + 15,5699 \text{ }^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$\Delta T_{ML-Prom} = 17,1181 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

El procedimiento se realizó nuevamente. El proceso se plasma en la siguiente tabla.

Tabla 18. Iteraciones del proceso #6.

LMTD inicial [°C]	Q [W]	TC-Salida [°C]	TF-Salida [°C]	LMTD final [°C]	LMTD Promedio [°C]
18,66619897	4031,33006180	35,50110848	39,36103984	15,56993261	17,11806579
17,11806579	3696,98047995	37,11830333	37,75527810	17,18143510	17,14975045
17,14975045	3703,82340001	37,08520524	37,78814220	17,14845357	17,14910201
17,14910201	3703,68335662	37,08588260	37,78746962	17,14912855	17,14911528
17,14911528	3703,68622267	37,08586874	37,78748339	17,14911473	17,14911501
17,14911501	3703,68616402	37,08586902	37,78748311	17,14911502	17,14911501

Fuente: Autores.

$$\% \dot{Q} = \frac{3703,68616402 \text{ W} - 3388,92526 \text{ W}}{3388,92526 \text{ W}} * 100 \%$$

$$\% \dot{Q} = 9,288 \%$$

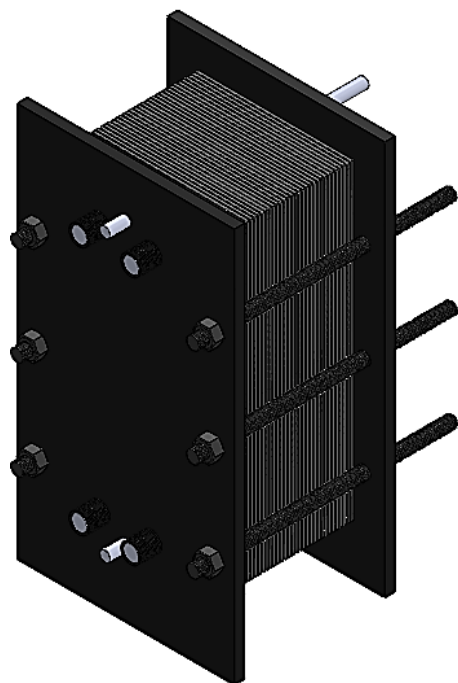
Como se puede observar, el valor final que dio como resultado de las iteraciones es de 3703,6862 W. Es decir, 314,761 W más que transfiere el fluido caliente comparándolo con el sentido en contraflujo para placas lisas. Esto representa una mejora de 9,288%.

5.4.4 Simulaciones

El modelado y las simulaciones del ICP se llevaron a cabo utilizando el programa SOLIDWORKS. A continuación, se mostrará una vista isométrica del modelado y el despiece de este mismo. Luego se mostrarán los resultados de las simulaciones térmicas para cada uno de los tipos de placa.

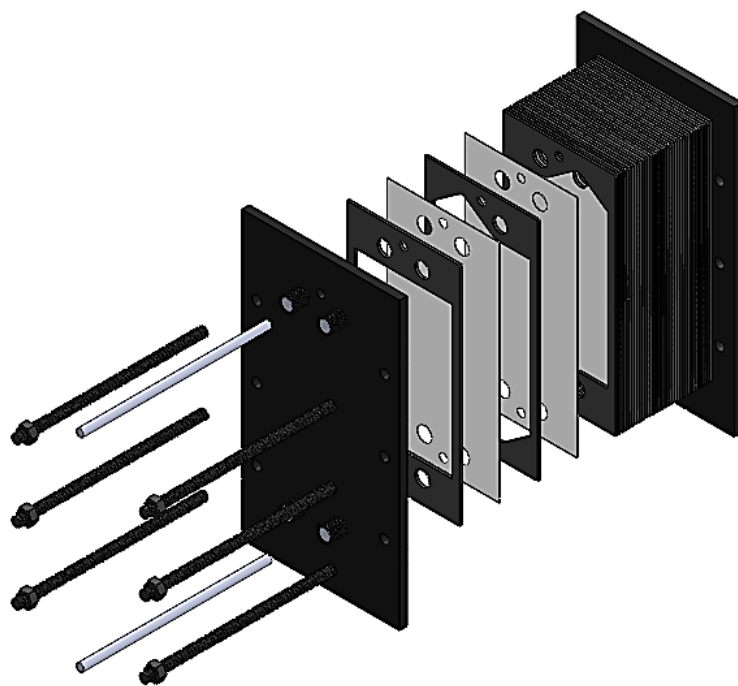
Para la configuración paralela los fluidos ingresaron por la parte inferior del ICP mientras que para la configuración en contraflujo el fluido frío ingreso por la parte superior y el fluido caliente mantendrá su ingreso por la parte inferior.

Figura 44. Vista isométrica del ensamblaje del ICP.



Fuente: Autores.

Figura 45. Despiece del ensamblaje del ICP.

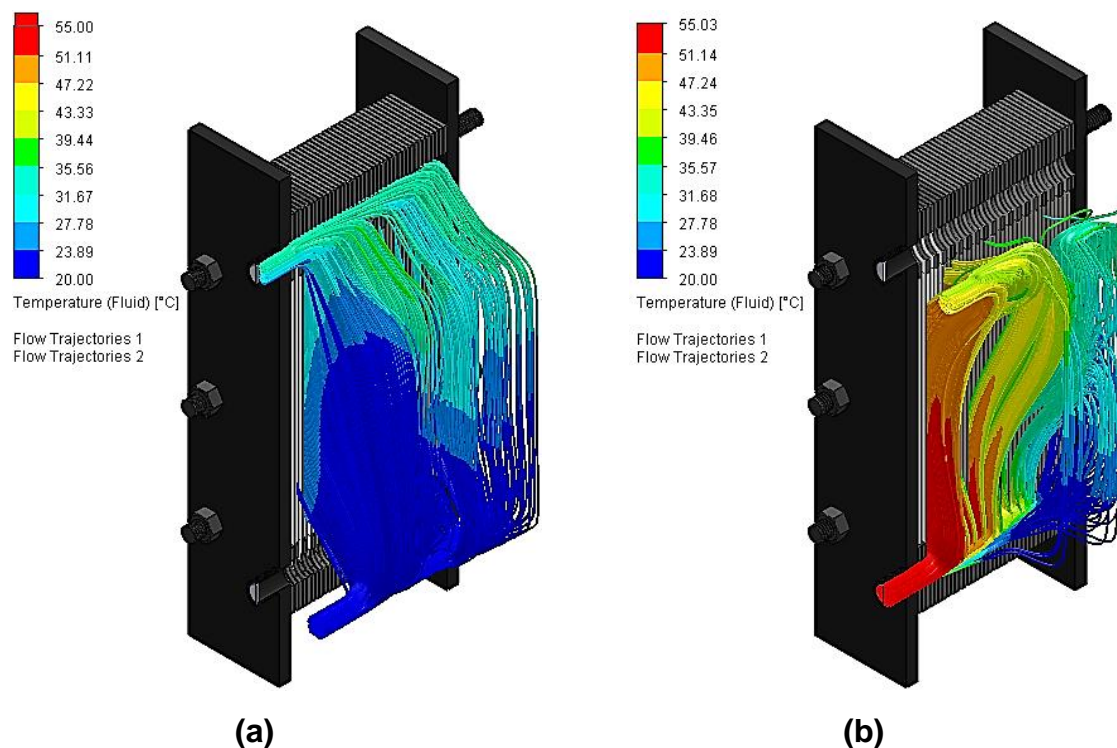


Fuente: Autores.

5.4.4.1 Placas lisas

- Flujo paralelo

Figura 46. Temperatura de los fluidos de trabajo. (a) Fluido frío. (b) Fluido caliente #1.



Fuente: Autores.

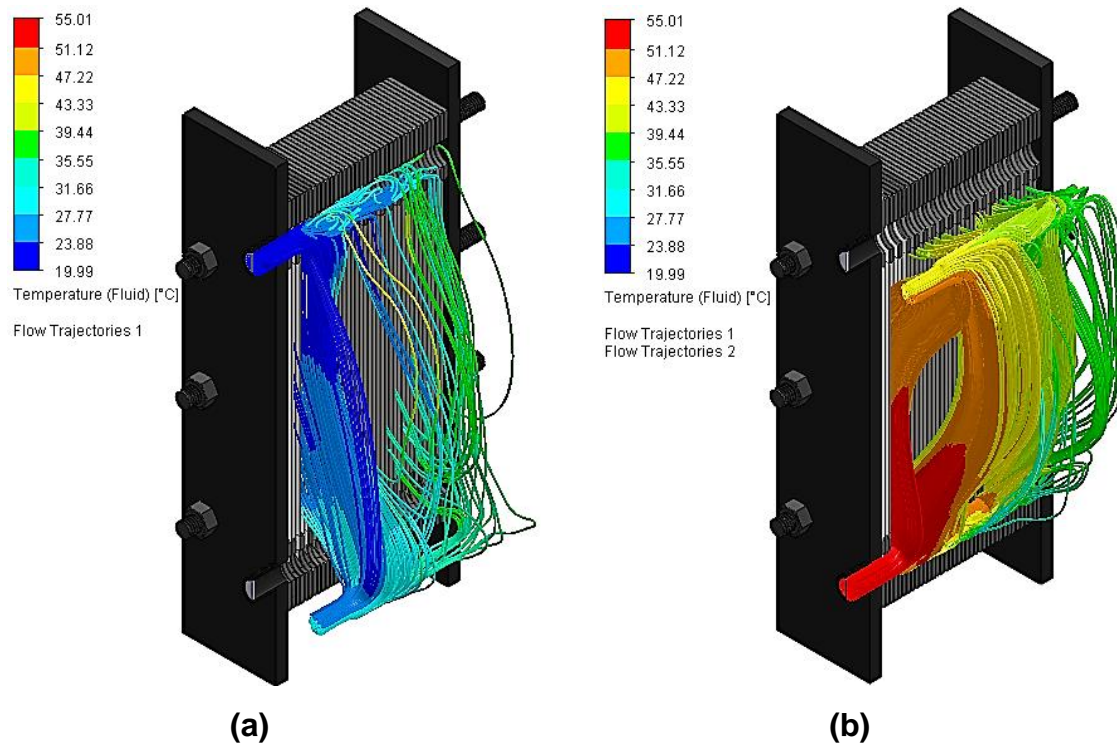
Tabla 19. Temperaturas promedio de los fluidos de trabajo en las entradas y salidas #1.

Agua Fría		Agua Caliente	
Temperatura de entrada [°C]	20	Temperatura de entrada [°C]	55
Temperatura de salida [°C]	30,54	Temperatura de salida [°C]	44,89

Fuente: Autores.

- **Contraflujo**

Figura 47. Temperatura de los fluidos de trabajo. (a) Fluido frío. (b) Fluido caliente #2.



Fuente: Autores.

Tabla 20. Temperaturas promedio de los fluidos de trabajo en las entradas y salidas #2.

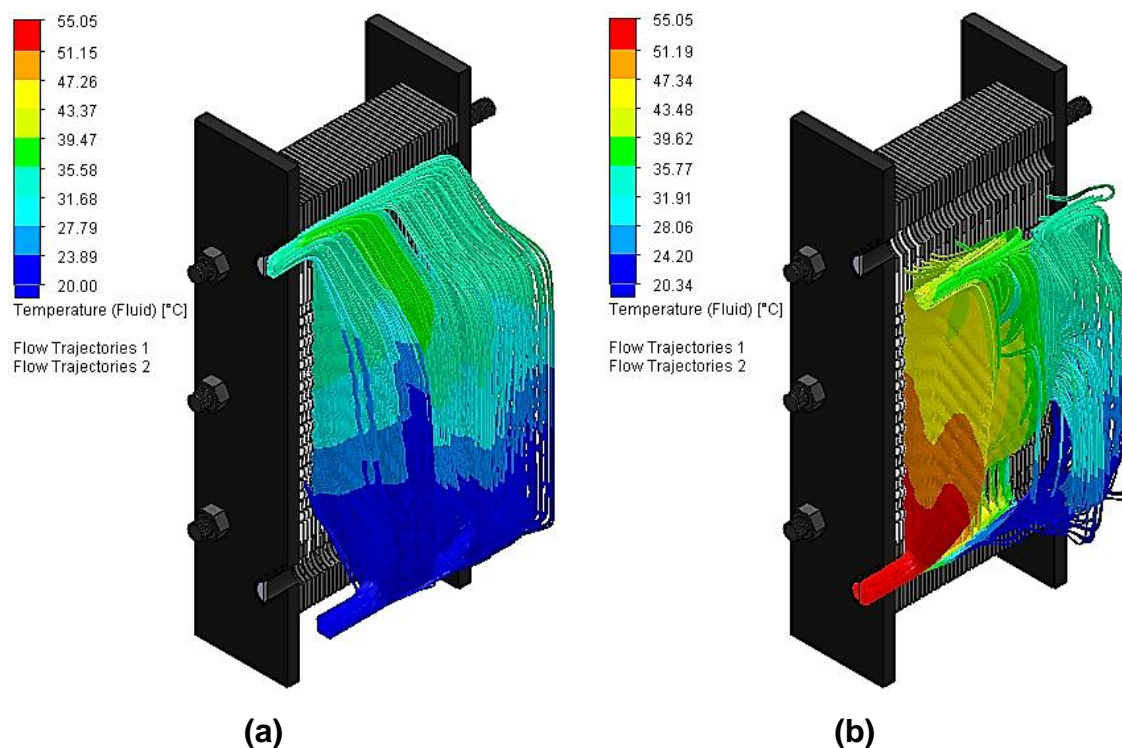
Agua Fría		Agua Caliente	
Temperatura de entrada [°C]	20	Temperatura de entrada [°C]	55
Temperatura de salida [°C]	28,5	Temperatura de salida [°C]	46,61

Fuente: Autores.

5.4.4.2 Placas corrugadas #1

- Flujo paralelo

Figura 48. Temperatura de los fluidos de trabajo. (a) Fluido frío. (b) Fluido caliente #3.



Fuente: Autores.

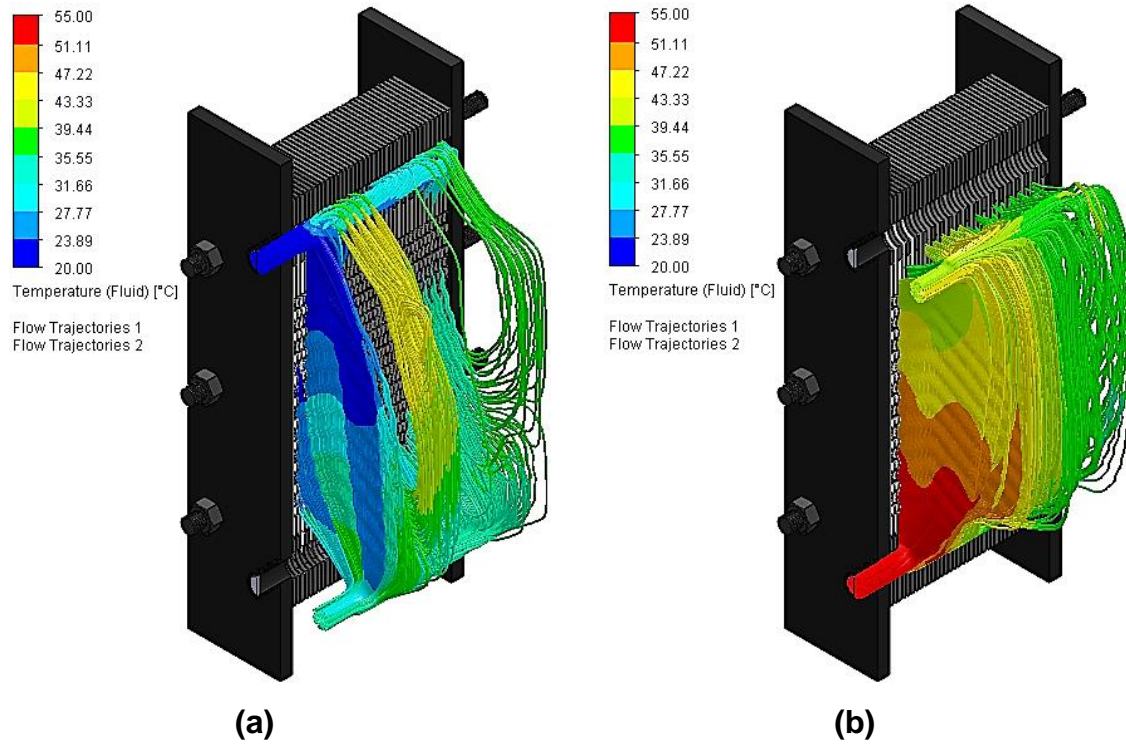
Tabla 21. Temperaturas promedio de los fluidos de trabajo en las entradas y salidas #3.

Agua Fría		Agua Caliente	
Temperatura de entrada [°C]	20	Temperatura de entrada [°C]	55
Temperatura de salida [°C]	32,91	Temperatura de salida [°C]	42,19

Fuente: Autores.

- **Contraflujo**

Figura 49. Temperatura de los fluidos de trabajo. (a) Fluido frío. (b) Fluido caliente #4.



Fuente: Autores.

Tabla 22. Temperaturas promedio de los fluidos de trabajo en las entradas y salidas #4.

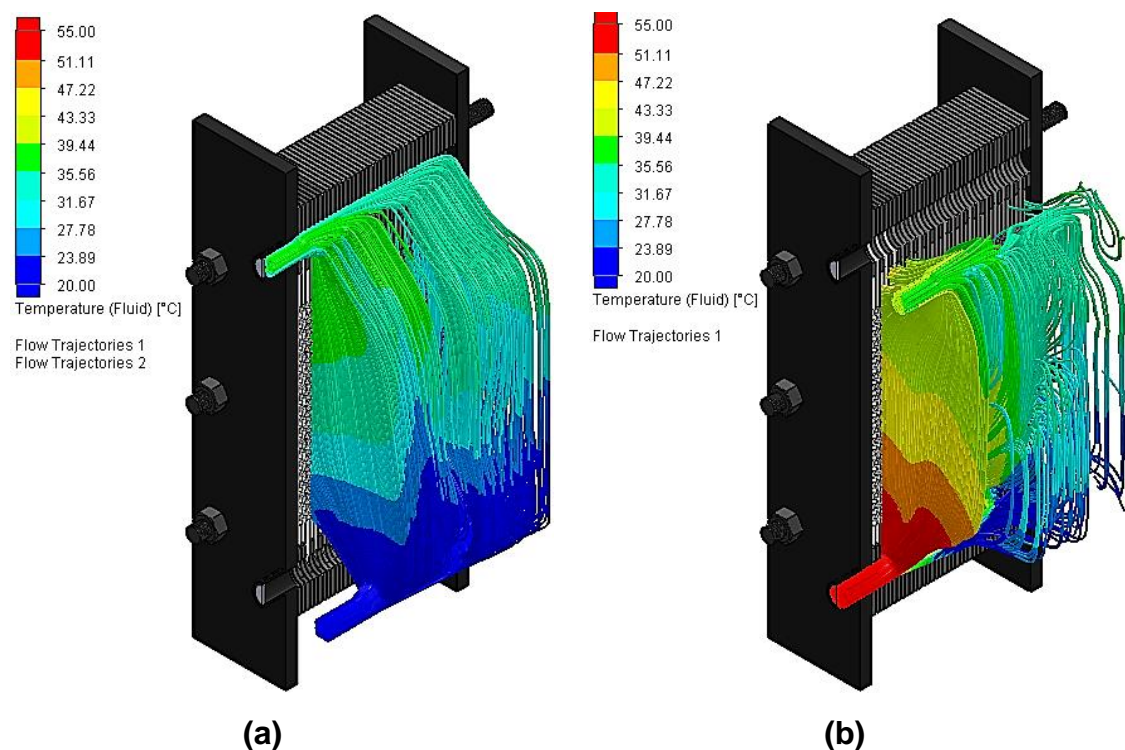
Agua Fría		Agua Caliente	
Temperatura de entrada [°C]	20	Temperatura de entrada [°C]	55
Temperatura de salida [°C]	32,93	Temperatura de salida [°C]	42,7

Fuente: Autores.

5.4.4.3 Placas corrugadas #2

- Flujo paralelo

Figura 50. Temperatura de los fluidos de trabajo. (a) Fluido frío. (b) Fluido caliente #5.



Fuente: Autores.

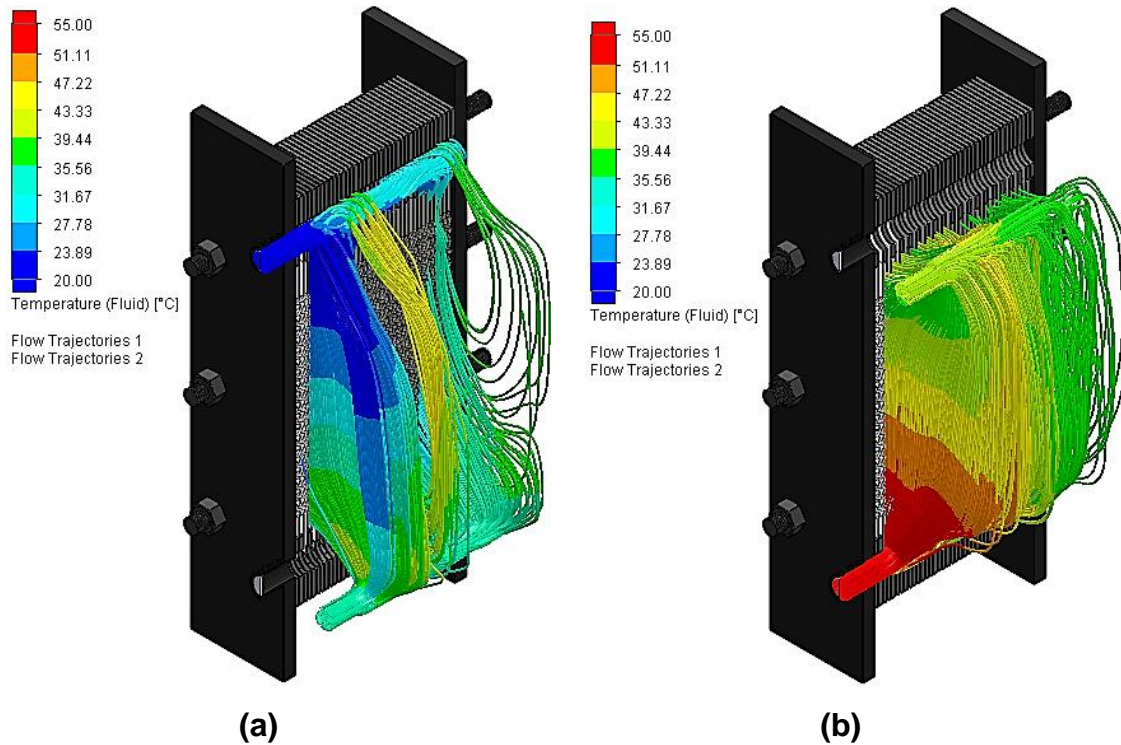
Tabla 23. Temperaturas promedio de los fluidos de trabajo en las entradas y salidas #5.

Agua Fría		Agua Caliente	
Temperatura de entrada [°C]	20	Temperatura de entrada [°C]	55
Temperatura de salida [°C]	35,39	Temperatura de salida [°C]	40,24

Fuente: Autores.

- **Contraflujo**

Figura 51. Temperatura de los fluidos de trabajo. (a) Fluido frío. (b) Fluido caliente #6.



Fuente: Autores.

Tabla 24. Temperaturas promedio de los fluidos de trabajo en las entradas y salidas #6.

Agua Fría		Agua Caliente	
Temperatura de entrada [°C]	20	Temperatura de entrada [°C]	55
Temperatura de salida [°C]	34,59	Temperatura de salida [°C]	40,86

Fuente: Autores.

6. DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

Para poner en funcionamiento el ICP se hizo necesario implementar un circuito hidráulico, el cual permitiera conducir el fluido de trabajo de forma eficiente y segura desde la válvula de 3 pulgadas (Figura 17) y que por las diferentes etapas (de calentamiento y distribución) hasta llegar a las boquillas de entrada del ICP y posteriormente conducir el fluido de las boquillas de salida hasta el sumidero.

En el diseño de dicho sistema se tuvieron en cuenta los parámetros más relevantes como lo son la presión y temperatura de operación del ICP, además de otros factores secundarios como lo son la disponibilidad y pertinencia de los diferentes elementos y aditamentos a utilizar para así poder implementar el mejor sistema hidráulico posible.

- **Presión máxima de operación**

Como se mencionó en el capítulo 3, se contaba con una fuente de agua de 4000 L situada a una altura de 5,5 m, por consiguiente, la presión máxima que podía presentarse y que tendría que soportar el dispositivo en conjunto sería la de la columna de líquido resultante de la diferencia de alturas de la mesa y la ubicación de los tanques la cual es de 4,72 m.

$$P = \rho_{H_2O} * g * h$$

$$P = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 4,72 \text{ m}$$

$$P = 46303,2 \text{ Pa} = 46.3032 \text{ kPa}$$

$$P_{\text{abs}} = 46,3032 \text{ kPa} + 101 \text{ kPa} = 147,3032 \text{ kPa}$$

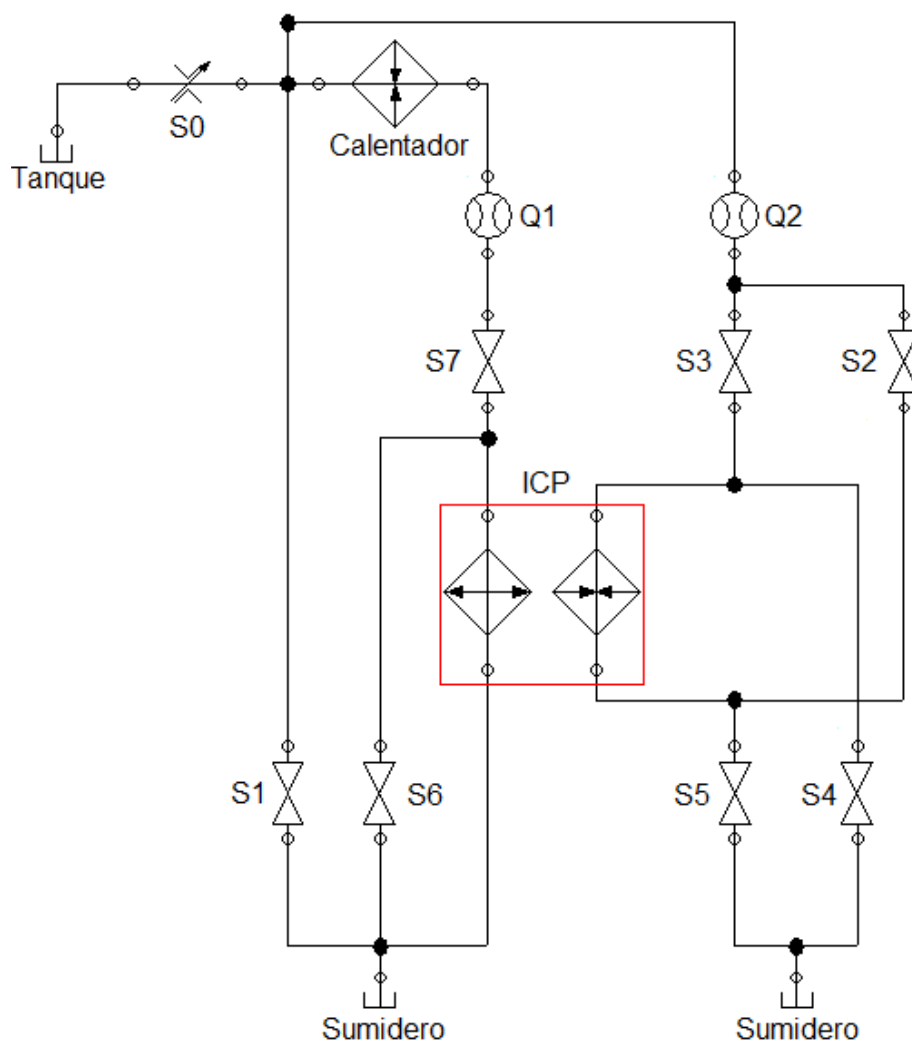
Este valor se empleó para seleccionar las tuberías y aditamentos apropiados para el óptimo funcionamiento del ICP.

6.1 CIRCUITO HIDRÁULICO

Anteriormente se mencionó el objetivo general del circuito hidráulico, ahora se enuncian los objetivos o funciones específicos que debe realizar:

- Permitir la variación del flujo con el fin de poder variar las condiciones de operación del ICP.
- Dividir el fluido de trabajo en dos ramas (rama de fluido frío y rama de fluido caliente) de forma que por ambas ramas circule la misma cantidad de fluido.
- Alternar la dirección de circulación del fluido frío en el intercambiador, para así poder realizar las pruebas de flujo paralelo y contraflujo.
- Garantizar que no queden acumulaciones de fluido en el ICP una vez terminada la práctica.

Figura 52. Circuito hidráulico.



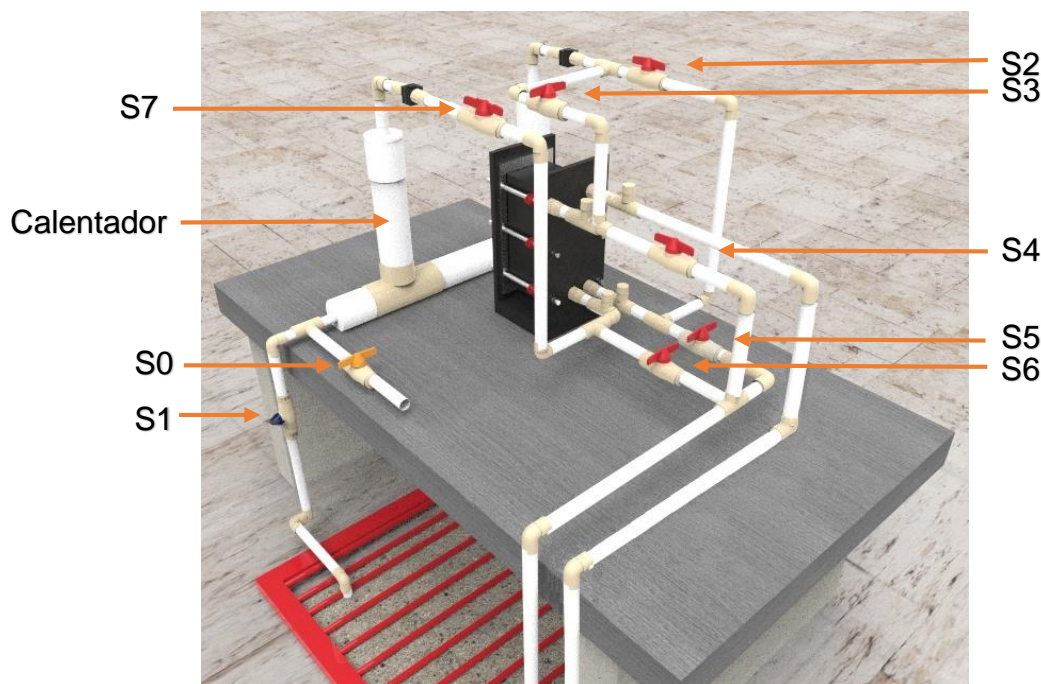
Fuente: Autores.

El circuito hidráulico mostrado en la figura 52 cumple con todas las tareas mencionadas anteriormente y consta de:

- Una válvula reguladora de caudal (**S0**), la cual se emplea para controlar el flujo y así poder seleccionar los valores a los que se desea que funcione el ICP.
- Dos sensores de caudal (**Q1** y **Q2**), los cuales mediante la visualización de sus medidas por medio de una interfaz óptica permiten observar en tiempo real las variaciones de caudal.
- Siete válvulas reguladoras de caudal (**S1**, **S2**, **S3**, **S4**, **S5**, **S6** y **S7**) las cuales cumplirán solamente la función de apertura o cierre del paso con el objetivo de generar el camino para el fluido que se desee.

La distribución del circuito hidráulico que se implemente debía ofrecer una gran simetría de trabajo y niveles de altura iguales, esto es de suma importancia ya que con ello se busca que el flujo por ambos recorridos sea el mismo. Con todo lo previamente mencionado se fabricó un modelado del circuito hidráulico.

Figura 53. Modelado de circuito hidráulico.



Fuente: Autores.

6.2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Con todas las válvulas inicialmente cerradas, el primer paso es abrir las válvulas **S2** y **S4** para crear una vía de circulación para el fluido frío y así obtener la configuración de flujo paralelo, enseguida se abre la válvula **S0** con la cual (y en conjunto con la válvula **S7**) se regula el caudal mediante la ayuda de los sensores **Q1** y **Q2**, ya con esto se ha realizado la primera etapa de operación.

Para continuar se deben cerrar las válvulas **S2** y **S4**, luego se abren las válvulas **S3** y **S5**, al realizar esta acción se cambia el sentido de flujo en el intercambiador del fluido frío, de esta forma se obtiene la configuración de contraflujo.

Para finalizar se cierra la válvula **S0** y se abren todas las demás, en especial las válvulas **S1** y **S6** las cuales son las válvulas de desagüe; con esto se permite que salga todo el fluido acumulado en las tuberías e intercambiador, se espera hasta que todo el fluido haya sido evacuado y se cierran de nuevo todas las válvulas.

7. DISEÑO DEL SISTEMA DE POTENCIA, CONTROL Y MEDICIÓN

De la misma forma que el circuito hidráulico, los sistemas de potencia, control y medición son necesarios para el funcionamiento correcto y seguro del ICP y además deben permitir la visualización de los datos de interés para el desarrollo de las prácticas (flujos volumétricos, temperaturas de entrada y salida).

El sistema de control a implementar debía realizar y cumplir los siguientes objetivos:

- Realizar la medida de temperaturas y flujos volumétricos.
- Permitir la visualización de dichas medidas mediante una interfaz óptica.
- Controlar de manera automática el encendido del calentador (solo se debe encender en un intervalo de valores del flujo volumétrico) para evitar que sea encendido cuando no haya flujo de agua.

Para que el sistema de control y medición pueda llevar a cabo todas las tareas mencionadas anteriormente, se requiere una plataforma de programación, la cual permita emplear dispositivos para la lectura de temperaturas y flujos volumétricos acordes a las resoluciones y precisiones requeridas. Se decidió utilizar la plataforma ARDUINO, ya que ofrece una interfaz sencilla y completa.

La placa ARDUINO presenta un voltaje de 5 V_{DC} a la salida de los pines y, como se mencionó en la numeral 4.1, el calentador funcionará a 220 V_{AC} por lo tanto se debió diseñar un conjunto de circuitos que se pudieran conjugarse para lograr el funcionamiento del dispositivo.

7.1 CIRCUITO ELECTRÓNICO DE MEDICIÓN Y CONTROL

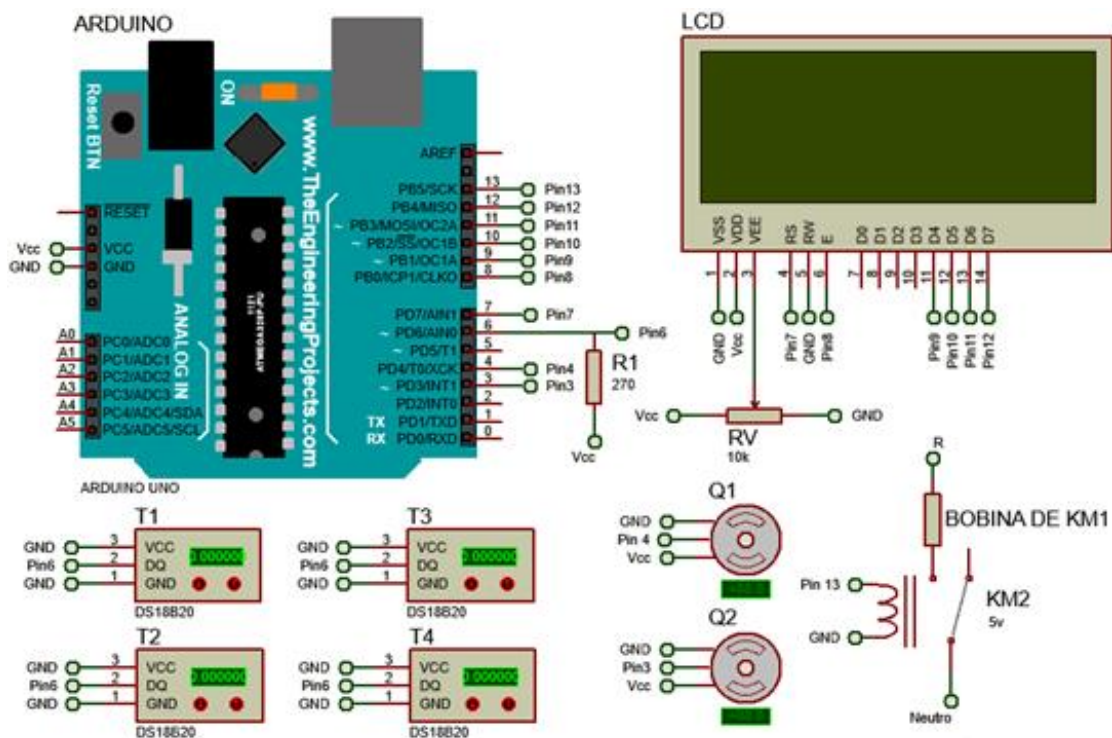
Mediante la ayuda del software Proteus se diseñó el siguiente circuito electrónico de medición y control.

Se utilizaron como instrumento para medir las temperaturas y caudales sensores cuyas características deben ser:

- Resistencia al agua y a la corrosión.
- Rango de temperatura de operación: 0 a 70 °C.
- Rango de presión de operación: 1 MPa.

Para la visualización de los datos se utilizó una LCD y se utilizó un relé de 5 V_{DC} para controlar la señal de 110 V_{AC} la cual activará la bobina del contacto y este a su vez energizará las resistencias del calentador

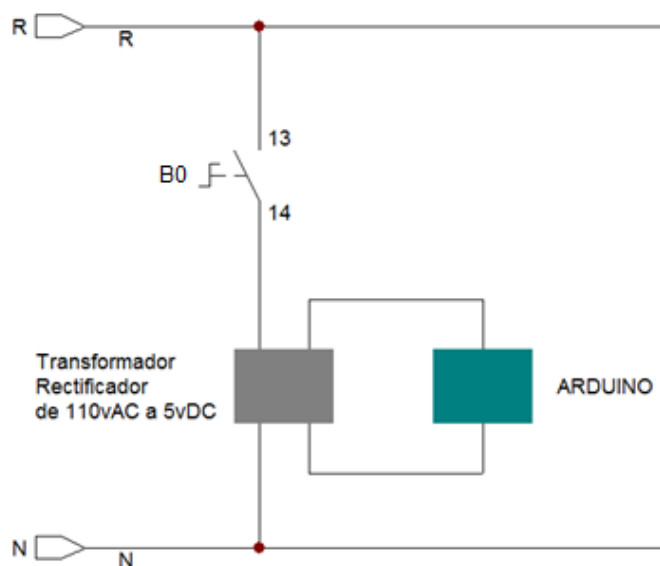
Figura 54. Circuitos de medición y control a 5 V_{DC}.



Fuente: Autores.

En la siguiente figura se observa el circuito de alimentación para la placa ARDUINO.

Figura 55. Circuito de alimentacion de la placa ARDUINO.



Fuente: Autores.

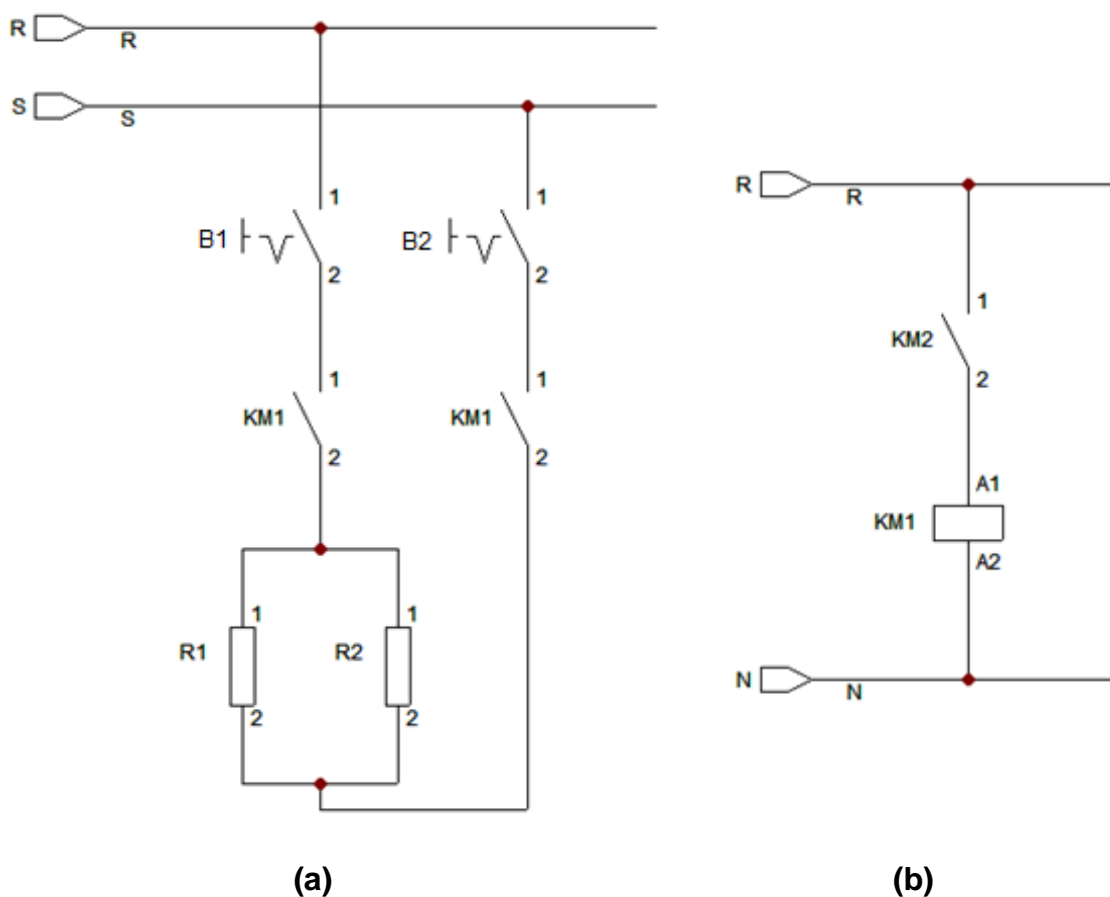
7.2 CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN

El código de programación redactado permite realizar todas las acciones mencionadas anteriormente con la placa ARDUINO. El código se puede encontrar en el Anexo B. Código de programación.

7.3 CIRCUITO DE PONTENCIA Y CONTROL

En la siguiente figura se muestra el circuito de potencia y de control diseñado.

Figura 56. (a) Circuitos de potencia a 220 V. (b) Circuito de control a 110 V.



Fuente: Autores.

7.4 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Inicialmente todos los breakers y contactos están abiertos, se procede a cerrar **B1** y **B2** en el circuito de potencia, seguido de esto, se acciona el interruptor **B0** el cual energiza la placa Arduino, esta tomara las medidas de caudal de **Q1** y **Q2**, si estas medidas de caudal superan un valor mínimo la placa Arduino envía una señal para activar la bobina del relé **KM2** haciendo que sus contactos normalmente abiertos se cierren, energizando de esta manera la bobina del contactor **KM1**, que al igual cierra sus contactos normalmente abiertos y energiza las resistencias **R1** y **R2** (se enciende el calentador). Para apagar el dispositivo basta con abrir los breakers **B1** y **B2**, junto con el interruptor **B0**.

El encendido del calentador como se observa será automático y dependerá de un valor de caudal mínimo de operación el cual se determinó que será de 3 L/m; si se activa con un caudal menor la temperatura del fluido podría superar el límite de seguridad de algunos de los componentes del dispositivo.

8. SELECCIÓN DE MATERIALES Y EQUIPOS

8.1 INTERCAMBIADOR DE CALOR

• Placas

Debido a sus características y su disponibilidad en la ciudad, se seleccionó el acero inoxidable 430 como material para la fabricación de las placas utilizadas para la transferencia de calor.

Este material es uno de los aceros inoxidables más utilizados en la industria, combina una buena resistencia a la corrosión y oxidación, soportando hasta 816 °C sin alterar sus buenas propiedades mecánicas.⁵⁴

Entre sus más comunes aplicaciones se encuentran:⁵⁵

- Moldeo automotriz.
- Lavavajillas.
- Canales y bajantes de agua.
- Quemadores de gas en unidades de calefacción.
- Equipos para plantas de ácidos nítricos.
- Equipos para refinerías de petróleo.

Tabla 25. Propiedades físicas del acero inoxidable 430.

Acero inoxidable 430	
Densidad	7749 Kg/m ³
Resistencia eléctrica	60 μ ohm-cm
Calor específico	0,46 kJ/kg*K
Coefficiente de expansión térmica	10,4 μ m/ m*K
Conductividad térmica	26,1 W/m*K
Módulo de elasticidad	200000 MPa

Fuente: AK Steel Corporation.⁵⁶

Se encontraron diferentes espesores de las láminas de este material, se escogió el menor de estos espesores el cual es de 0,4 mm.

⁵⁴ AK Steel Corporation. 430 Stainless Steel Data sheet. http://www.aksteel.com/pdf/markets_products/stainless/ferritic/430_data_sheet.pdf

⁵⁵ Ibíd.

⁵⁶ Ibíd.

Figura 57. Lamina de acero inoxidable 430 de 0,4 mm de espesor.



Fuente: Autores.

• **Empaques**

Para la construcción de los empaques se seleccionó el material Neolite o caucho estireno-butadieno. Este material se encontró dentro de la ciudad y posee una gran disponibilidad.

Entre sus más comunes aplicaciones se encuentran: ⁵⁷

- La fabricación de cinturones.
- Mangueras para maquinarias y motores.
- Juntas.
- Pedales de freno y embrague.
- Cubiertas de neumáticos de tamaño pequeño y medio.
- Correas transportadoras y de transmisión.

Por otra parte, su temperatura de servicio se encuentra entre -10 °C y 70 °C, y tiene una gran resistencia al agua. Por lo tanto, cumple con los requisitos previos que se establecieron en la fase de diseño.

El espesor de este material es de 1/8 de pulgada o 3,175 mm.

⁵⁷ WIKIPEDIA, Caucho Estireno-Butadieno, 2006. https://es.wikipedia.org/wiki/Caucho_estireno-butadieno

Figura 58. Lamina de Neolite de 3,175 mm de espesor.



Fuente: Autores.

- **Bastidor**

Como se mostró en el diseño del bastidor, este se compondrá por 2 elementos. Para el elemento destinado para el apriete se selección una lámina de hierro, debido al gran espesor que posee el cual es de 1/2 de pulgada o 12,7 mm.

Figura 59. Lamina de hierro de 12,7 mm de espesor.



Fuente: Autores.

Para el elemento que interactuara con el fluido se seleccionó acero inoxidable 430 con un espesor de 1/8 de pulgada o 3,175 mm.

Figura 60. Lamina de acero inoxidable 430 de 3,175 mm de espesor.



Fuente: Autores.

8.2 CIRCUITO HIDRÁULICO

- **Tubería**

Sera necesario utilizar dos tipos de tubería, una para agua fría y la otra para agua caliente. Para el circuito hidráulico que se encuentra antes del calentador se utilizó tubo PVC de 3/4 de pulgada y para el circuito hidráulico que se implementó después del calentador de calor se utilizó tubo CPVC de 1/2 pulgada.

Figura 61. Tubo PVC de 3/4 de pulgada y tubo CPVC de 1/2 pulgada.



Fuente: Autores.

- **Accesorios**

Los accesorios que se seleccionaron para la construcción del circuito hidráulico fueron:

- Codos CPVC de 1/2 pulgada.
- Codos PVC de 3/4 de pulgada.
- Tés CPVC de 1/2 pulgada.
- Tés PVC de 3/4 de pulgada.
- Adaptadores CPVC de 1/2 pulgada.
- Universales CPVC de 1/2 pulgada.

Figura 62. Accesorios seleccionados.



Fuente: www.construramablanca.com.

- **Válvulas**

Se seleccionaron válvulas de esfera PVC de 3/4 de pulgada para la construcción del sistema de desagüe.

Figura 63. Válvula de esfera PVC de 3/4 de pulgada.



Fuente: Autores.

Para el sistema hidráulico destinado a realizar el cambio de sentido de flujo del fluido frío se seleccionaron válvulas de esfera CPVC de 1/2 pulgada.

Figura 64. Válvula de esfera CPVC de 1/2 pulgada.



Fuente: Autores.

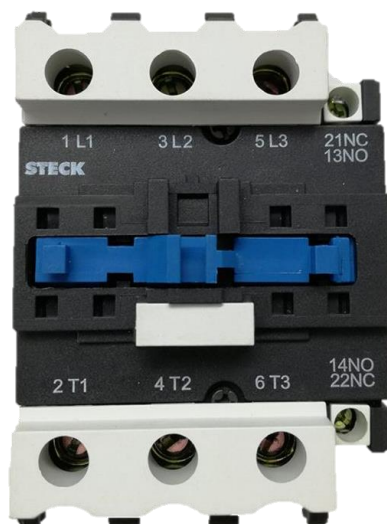
8.3 CIRCUITO DE CONTROL Y MEDICIÓN

- **Contactor (KM1)**

Este dispositivo (encargado de energizar y des energizar el calentador) debe ser accionado mediante una señal de 110 V_{AC} y sus contactos deben soportar una corriente mínima de 40 A, dadas estas condiciones seleccionó un contactor de la marca STECK de referencia SD150A ya que cumple dichos requerimientos; sus características son las siguientes:

- Tensión de operación de la bobina: 110 V.
- Tensión de operación de los contactos: 660 V.
- Corriente máxima de operación de los contactos: 50 A.
- Tres contactos normalmente abiertos.
- Tres contactos normalmente cerrados.

Figura 65. Contactor trifásico de 50 A.



Fuente: Autores.

- **Sensores de caudal**

Se seleccionó el sensor de caudal YF-S201 ya que posee unos parámetros de operación adecuados y seguros para el desarrollo de la práctica. Estos son:

- Rango de medición de caudal entre 1 y 30 litros por minuto.
- Temperatura de trabajo entre -20 y 80 °C.
- Voltaje de alimentación entre 5 y 18 V_{DC}.

Figura 66. Sensor de caudal YF-S201.



Fuente: <http://www.didacticasselectronicas.com>.

- **Sensores de temperatura**

Se seleccionó el sensor de temperatura DS18B20 ya que posee unas características adecuadas para el desarrollo de la práctica. Estas son:

- Resistente al agua.
- Mediciones de temperatura entre -55 y 125 °C.
- Voltaje de alimentación 3 y 5,5 V_{DC}.

Por otra parte, este sensor presenta una gran ventaja la cual es que es digital, la señal que emite de acuerdo a la temperatura a la que se encuentre es de estados bajos o altos (0 o 5 V) la cual es más fácil de interpretar que una señal análoga, debido a esto se pueden conectar los 4 sensores de temperatura a un solo pin de la placa Arduino.

Figura 67. Sensor de temperatura DS18B20.

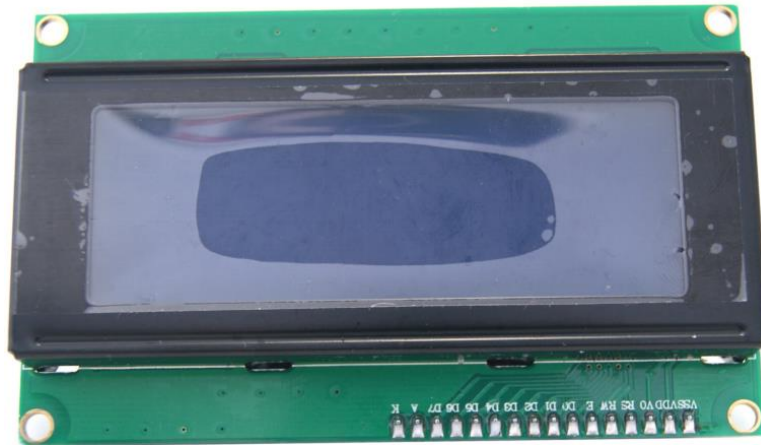


Fuente: <http://www.didacticasselectronicas.com>.

- **Pantalla LCD**

Se escogió una LCD de 20x4 ya que ofrece la posibilidad de visualizar hasta 80 caracteres de los cuales se utilizarán aproximadamente 50, de esta forma se podrá visualizar los datos de forma clara, sin que haya saturación de información.

Figura 68. Pantalla LCD 20x4.



Fuente: <https://hetpro-store.com>

- **Transformador – Rectificador**

Para la alimentación del circuito de medición se cuenta con la red de 110 V_{AC}, sin embargo, las placas Arduino deben ser alimentadas a 12 V_{DC}, por lo que se seleccionó una fuente de 24 W que transforma y rectifica la señal sinusoidal de 110 V_{AC} a una señal directa de 12 V_{DC}.

Figura 69. Fuente de 24 W.



Fuente: <https://www.alibaba.com>

- **Placa Arduino**

El parámetro principal para selección de la placa Arduino es el número de pines digitales que se utilizarán para la implementación del circuito de control y medición, como se puede observar en la figura 54, será necesario utilizar 10 pines digitales; se seleccionó la placa Arduino UNO ya que esta cuenta con 14 pines digitales.

Figura 70. Arduino UNO.



Fuente: <http://cdn.shopify.com>

- **Relé (KM2)**

Para la selección de este relé se tuvo en cuenta que su bobina debía energizarse con 5 V_{DC} y sus contactos normalmente abiertos manejen una tensión de 110 V.

El relé seleccionado además de cumplir con las anteriores especificaciones, puede manejar una corriente de hasta 10 A.

Figura 71. Relé 5 V.



Fuente: <http://tepuyelectronics.com>

9. FABRICACIÓN DEL ICP

9.1 PLACAS

Inicialmente se utilizó una cortadora de láminas para dividir la lámina grande que se compró en pequeñas placas de 30 x 15 cm como se estableció en el diseño.

Luego de haber terminado con los cortes, se inició el proceso de taladrado, para el cual se utilizaron los 2 taladros industriales con los que cuenta el taller de máquinas y herramientas de la UPTC seccional Duitama.

Figura 72. Taladro 1.



Fuente: Autores.

Figura 73. Taladro 2.



Fuente: Autores.

Para los agujeros que se usaron como guía se utilizó el taladro 1 y la broca de 10 mm.

En los agujeros por los que circulan los fluidos de trabajo se utilizó una broca de 20 mm y el taladro 2, debido a que esta broca tiene un tamaño que no puede manejar el taladro 1.

Figura 74. Broca de 20 mm y 10 mm respectivamente.



Fuente: Autores.

Finalmente se obtuvo como resultado la placa que se muestra en la siguiente imagen.

Figura 75. Placa final.



Fuente: Autores.

9.2 EMPAQUES

La fabricación de los empaques se inició de igual forma que la fabricación de las placas, esta fue cortando las láminas grandes en pequeñas láminas de 30 X 15 cm. Sin embargo, no se utilizó en este caso una cortadora de lámina si no que se realizó de forma manual usando un corta papel el cual fue suficiente para realizar un corte de manera sencilla en el Neolite.

Debido a que se requiere mayor precisión en los cortes de los empaques y la sustracción del material sobrante en el medio, resulta muy difícil utilizar las máquinas y herramientas con las que cuenta la universidad, por lo tanto, se decidió contratar el servicio de una cortadora a laser para realizar estos cortes.

Por motivos de política de la empresa en la cual se realizaron los cortes, no se permitió tomar alguna fotografía del proceso ni de la maquina empleada. Sin embargo, el empaque que se obtuvo como resultado final se muestra en la siguiente imagen.

Figura 76. Empaque final.

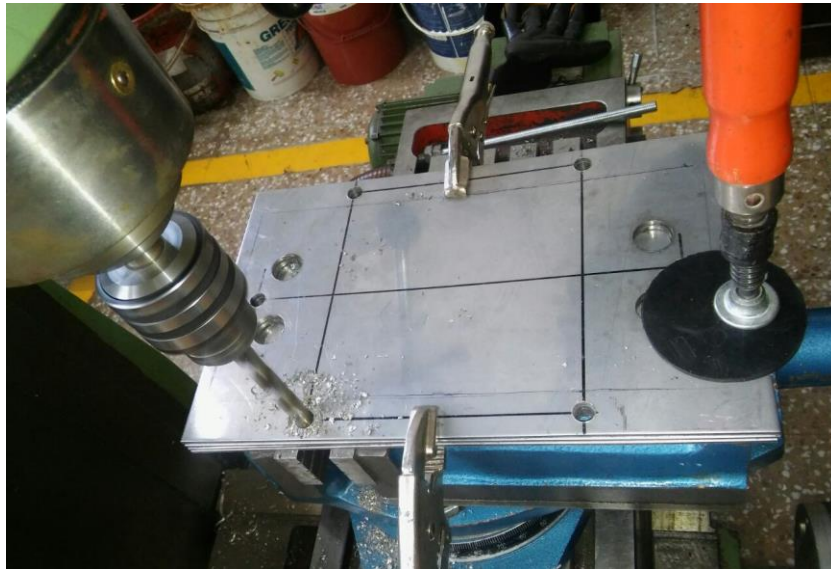


Fuente: Autores.

9.3 BASTIDOR

Las láminas de acero inoxidable 430 de 3,175 mm fueron cortadas a la medida en el lugar que se adquirieron. Así que el proceso inicial fue el de taladrado. Estas láminas se dividen en dos, una frontal y otra trasera. Para la lámina frontal se añadieron los mismos agujeros que se añadieron a las placas delgadas utilizando los mismos instrumentos. Además de estos agujeros previamente mencionados se añadieron 6 agujeros más utilizando el taladro 1 y la broca de 12 mm. Para la lámina trasera se añadieron todos los agujeros realizados a la lámina frontal excepto los 4 agujeros de 20 mm por los que circulan los fluidos de trabajo.

Figura 77. Taladrado de la lámina de acero 430 de 3,175 mm de espesor.



Fuente: Autores.

Las láminas de hierro de 1/2 pulgada se adquirieron en un estado no muy bueno, como se pudo observar en la figura 59, por lo que se debió realizar una serie de procesos para adecuarla para que realice su función de manera óptima y segura.

Inicialmente se limpió el óxido de que había en las caras de las láminas utilizando un taladro y una grata para taladro.

Figura 78. Resultado de la limpieza del óxido.



Fuente: Autores.

Una vez terminada la limpieza se inició el proceso de llenado de poros debido a que la superficie no se encontraba lisa en su totalidad. Para esto se utilizó una macilla. Se aplicó en cada uno de los lados de las placas de forma abundante y luego de un tiempo se utilizó una lijadora para eliminar el material sobrante.

Figura 79. Resultado de relleno de poros.



Fuente: Autores.

Finalmente se aplica varias capas de pintura con aerosol con lo cual concluimos la restauración de los bastidores.

Figura 80. Bastidor final.



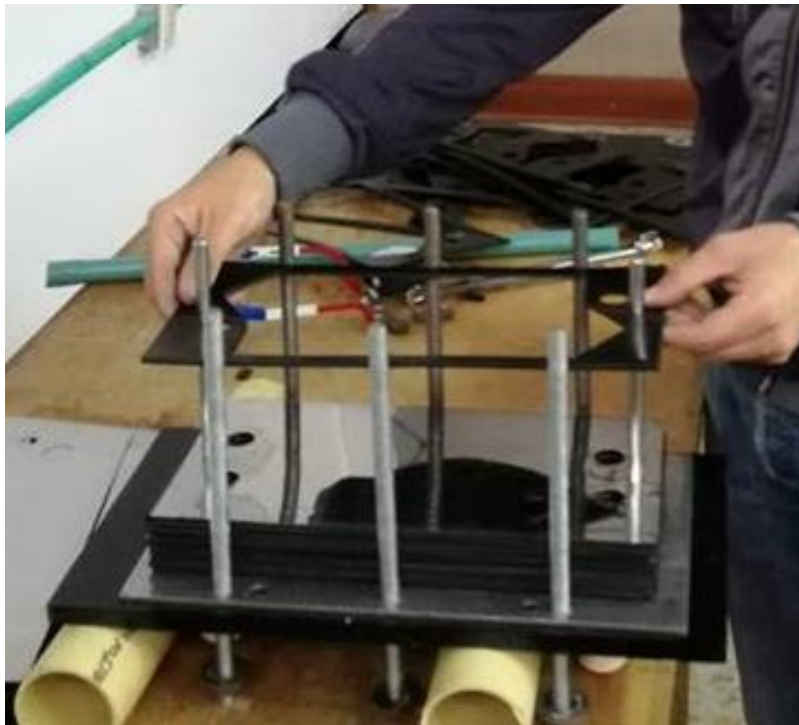
Fuente: Autores.

10. MONTAJE Y PUESTA EN MARCHA

10.1 MONTAJE DEL ICP

Ya con los componentes del ICP terminados, se procedió a su ensamblaje. Este proceso fue bastante sencillo (una de las ventajas de los ICPs) y consistió en ubicar la placa sin perforar del bastidor sobre la mesa ubicando en cada uno de los agujeros los tornillos y varillas guía correspondientes, seguido a esto se procedió a colocar empaques y láminas (alineándolos con la ayuda de las varillas y agujeros destinados para esta tarea) de forma intercalada, además la orientación de los empaque también se alternaba para así crear la configuración de flujo deseada la cual es el arreglo en U (Ver figura 8).

Figura 81. Ensamble del ICP.



Fuente: Autores.

Una vez ubicadas las placas y los empaques, se colocó el bastidor delantero, y se realizó un apriete preliminar, se extrajeron las varillas guías y se continuó girando las tuercas hasta llegar a la mitad del apriete deseado que es de unos 6 milímetros.

Figura 82. ICP ensamblado.



Fuente: Autores.

Seguido a esto se ubicó el IPC en el banco y se realizaron unas conexiones temporales con el fin de realizar algunas pruebas, como la de hermeticidad con la cual se puso el intercambiador en condiciones máximas de operación en cuanto a caudal (para observar si había o no fugas) con el fin de determinar si el apriete aplicado era suficiente.

Figura 83. Montaje preliminar para prueba de hermeticidad.



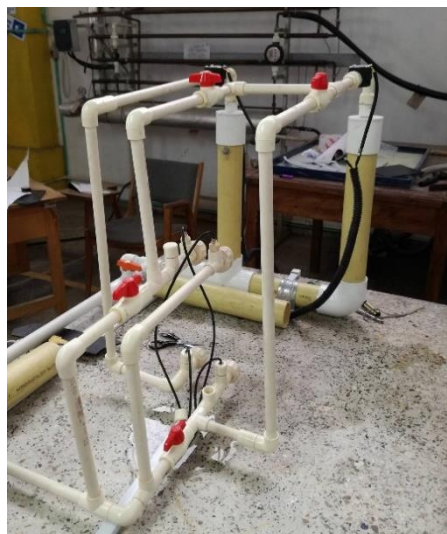
Fuente: Autores.

Con esta prueba se determinó que el apriete realizado fue suficiente para crear una total hermeticidad.

10.2 MONTAJE DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

Una vez verificado el correcto funcionamiento del intercambiador se procedió a construir el circuito hidráulico siguiendo el modelado mostrado en la figura 53 y utilizando los implementos mostrados anteriormente en el numeral 8.2.

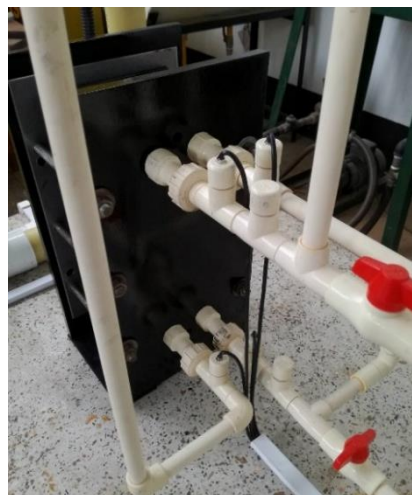
Figura 84. Montaje del circuito hidráulico.



Fuente: Autores.

Los sensores de temperatura se ubicaron de tal forma que las lecturas que darán serán exactamente antes de entrar al ICP y justo después de salir del ICP.

Figura 85. Sensores de temperatura.



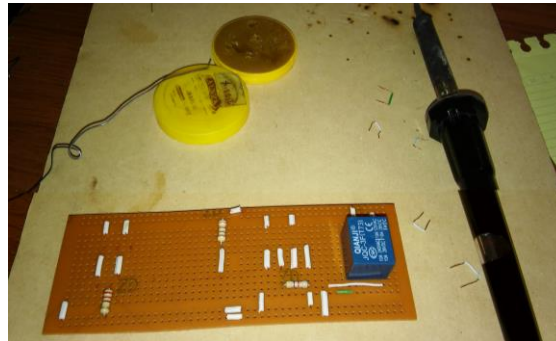
Fuente: Autores.

Las universales CPVC de 1/2 pulgada serán usadas para poder independizar el ICP del circuito hidráulico y así poder acceder a él cuando se requiera para poder llevar a cabo modificaciones o mantenimientos.

10.3 MONTAJE DEL SISTEMA DE POTENCIA Y CONTROL

Inicialmente se ensambló el circuito electrónico, mediante la ayuda de un cautín se soldaron los componentes y conexiones a la placa universal y a la placa ARDUINO buscando la mejor distribución posible.

Figura 86. Placa universal para circuitos electrónicos.



Fuente: Autores.

Seguido a esto se montaron los circuitos de 110 y 220 V_{AC} junto con el contactor, buscando que no se cruzaran estos con las líneas de los sensores ya que se podrían inducir corrientes parasitas en estas y generar errores en las medidas, también se distribuyeron todas las líneas de tal forma que la parte derecha del banco quedara libre, con el fin de facilitar y dejar una zona libre para el desmonte del ICP, dicha distribución se logró mediante el uso de canaletas y corazas plásticas las cuales garantizan además que todas las conexiones y circuitos queden protegidos y garantizan la seguridad de las personas.

Finalmente se incorporaron pequeñas placas de color azul las cuales indicaran los nombres de cada uno de las válvulas que se encuentran en el montaje. Además, se añadieron flechas de color rojo y azul las cuales muestran la dirección de los fluidos de trabajo en cada una de las tuberías.

A continuación, se muestran las imágenes del ensamblaje final donde se podrá ver los distintos circuitos previamente diseñados.

Figura 87. Circuito hidráulico, de control y medición.



Fuente: Autores.

Figura 88. Circuito de potencia.



Fuente: Autores.

Las características del ICP ensamblado y puesto en marcha se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 26. Propiedades y características del ICP.

Característica	Especificación
Número de placas	37
Material de las placas	Acero Inoxidable 430
Espesor de las placas	0,4 mm
Dimensiones de las placas	30X15 cm
Dimensiones eficaces de las placas	20X13 cm
Espesor del canal entre placas	3,175 mm
Arreglo de Flujo	En U

Fuente: Autores.

10.4 PUESTA EN MARCHA Y TOMA DE DATOS

Con todos los componentes del ICP y sus sistemas ensamblados correctamente y en perfecta funcionalidad, se puso en marcha el ICP en conjunto (con todos sus sistemas) para comprobar su funcionamiento, además se registraron los datos (de caudal y temperatura) para su análisis.

La puesta en marcha del ICP se realizó llevando a cabo los siguientes pasos:

- a. Se comprobó que todas las válvulas estuvieran abiertas inicialmente.
- b. Se encendió el sistema de control y sensado verificando su correcto funcionamiento.
- c. Se accionaron los brakers ubicados en la parte posterior del banco de trabajo, con el fin de permitir la energización del calentador por medio del contactor.
- d. Se cerraron las válvulas S1, S5 y S3, de esta forma se configuró el arreglo de flujo paralelo.
- e. Se abrió lentamente la válvula de 3 pulgadas hasta que las lecturas de los dos caudales fueran de 8 litros por minuto, esto con el fin de que los fluidos se estabilicen de forma rápida (a partir de 3 litros por minuto se enciende el calentador).
- f. Luego de esperar un tiempo prudente para que los fluidos se estabilizaran, se procedió a regular el caudal de agua cerrando progresivamente las válvulas S0 y S7 hasta que los dos caudales fueran de 3 litros por minuto.
- g. Para graduar el caudal al valor con el que se realizó la toma de datos se hizo necesario que dicho valor (en este caso 3 litros por minuto) fuese entero y se aproximara por debajo de dicho valor, esto quiere decir, que para el valor escogido se debió cerrar la válvula S0 hasta que las dos medidas de caudal fuesen de 2 litros por minuto; seguido a esto se abrió la válvula lentamente hasta que los dos caudales marcaron 3 litros por minuto y de esta forma se aseguró que el caudal de trabajo fuese el deseado.

- h. Se espero a que las medida de temperatura se estabilizaran y seguido a esto se registraron las primeras medidas, los resultados se pueden observar en la figura 89.
- i. Se procedio a cambiar al arreglo de contraflujo, para lo cual se abrieron las valvulas S5, S3 y se cerraron las valvulas S2, S4.
- j. Se espero un tiempo prudente para que las medidas de temperatura se estabilizaran y se registraron las medidas, con lo cual se finaliza el uso practico del laboratorio.
- k. Para finalizar se procedio a apagar el sistema de medición y de control, abrir los brakers, cerrar totalmente la valvula de 3 pulgadas y abrir todas las demas valvulas (S0, S1,.....,S6, S7).

Figura 89. Resultados obtenidos. (a) Flujo paralelo. (b) Contraflujo.



(a)

(b)

Fuente: Autores.

11. ANÁLISIS DE RESULTADOS Y COMPORTAMIENTO DEL ICP

A continuación, se mostrarán los resultados teóricos, de las simulaciones y, para el caso de las placas lisas, los obtenidos en la práctica.

11.1 RESULTADOS

11.1.1 PLACAS LISAS

- Flujo paralelo

Tabla 27. Resultados placas lisas flujo paralelo.

	Teóricos	Simulaciones	Practica
Tfria Entrada [°C]	20	20	18,75
Tfria Salida [°C]	34,408	30,54	30,25
Tcaliente Entrada [°C]	55	55	54
Tcaliente Salida [°C]	40,489	44,89	40
Potencia tomada [W]	3000	2088,344904	2399,8407
Potencia disipada [W]	3000	2088,344904	2921,5452

Fuente: Autores.

Anteriormente se mencionó que los cálculos realizados no involucraban pérdidas hacia el exterior, y, por otra parte, la configuración seleccionada para ejecutar las simulaciones tampoco tenía en cuenta pérdidas, por lo tanto, es claro por qué la potencia disipada es la misma potencia tomada. Sin embargo, en la realidad, si existen mínimas pérdidas de calor hacia el exterior, esto ocasiona que no toda la potencia que el fluido caliente disipe sea absorbida por el fluido frío, esto lleva a calcular la diferencia de la potencia disipada y tomada que hay entre los cálculos teóricos, las simulaciones y la práctica, y calcular las pérdidas de calor que existen en el ICP en estas condiciones.

Diferencia teoría – practica:

$$\Delta \dot{Q} = 3000 \text{ W} - 2921,5452 \text{ W}$$

$$\Delta \dot{Q} = 78,4548 \text{ W}$$

$$\% \Delta \dot{Q} = \frac{78,4548 \text{ W}}{3000 \text{ W}} * 100 \%$$

$$\% \Delta \dot{Q} = 2,61 \%$$

La diferencia que hubo entre los resultados obtenidos en la práctica y los resultados teóricos fue de un 2,61 % para la parte de potencia disipada. Por lo tanto, se puede afirmar que el ICP construido se comporta como se esperaba en el diseño.

Sin embargo, se debe conocer la diferencia existente entre la potencia disipada y la potencia tomada con el propósito de hallar las pérdidas existentes.

$$\Delta \dot{Q} = 2921,5452 \text{ W} - 2399,8407 \text{ W}$$

$$\Delta \dot{Q} = 521,7045 \text{ W}$$

$$\% \Delta \dot{Q} = \frac{521,7045 \text{ W}}{2921,5452 \text{ W}} * 100 \%$$

$$\% \Delta \dot{Q} = 17,85715 \%$$

El valor de potencia que no tomo el fluido frio y se perdió hacia el exterior fue de 521,7045 W, lo cual representa una pérdida del 17,85 % de la potencia total disipada por el fluido caliente.

Diferencia simulación – practica:

$$\Delta \dot{Q} = 2399,8407 \text{ W} - 2088,344904 \text{ W}$$

$$\Delta \dot{Q} = 311,495796 \text{ W}$$

$$\% \Delta \dot{Q} = \frac{311,495796 \text{ W}}{2088,344904 \text{ W}} * 100 \%$$

$$\% \Delta \dot{Q} = 14,9159 \%$$

Se observa una mejora en los resultados obtenidos en la práctica de 14,916 % con respecto a los que se obtienen en la simulación.

• Contraflujo

Tabla 28. Resultados placas lisas contraflujo.

	Teóricos	Simulaciones	Practica
Tfria Entrada [°C]	20	20	19
Tfria Salida [°C]	36,276	28,5	28
Tcaliente Entrada [°C]	55	55	54
Tcaliente Salida [°C]	38,608	46,61	44
Potencia tomada [W]	3388,925	1733,057739	1878,1362
Potencia disipada [W]	3388,925	1733,057739	2086,818

Fuente: Autores.

Diferencia teoría – practica:

$$\Delta \dot{Q} = 3388,925 \text{ W} - 2086,818 \text{ W}$$

$$\Delta \dot{Q} = 1302,107 \text{ W}$$

$$\% \Delta \dot{Q} = \frac{1302,107 \text{ W}}{3388,925 \text{ W}} * 100 \%$$

$$\% \Delta \dot{Q} = 38,422 \%$$

En el caso del sentido contraflujo se observó una diferencia considerable entre los resultados teóricos y los resultados obtenidos en la práctica, esta fue del 38,422 %.

Esta diferencia se debe a dos razones: El flujo másico y la geometría del ICP. Debido al bajo flujo másico que se utilizó en el desarrollo de este proyecto, se plantean dos teorías; o el fluido no alcanzo a llegar hasta las últimas placas del ICP al ingresar por la parte superior de este o el fluido alcanzo a utilizar todas las placas, pero al fluir entre los canales no dio uso de toda el área efectiva de la placa.

Las imágenes obtenidas en la simulación ratifican la segunda teoría, ya que se observa que el fluido alcanzo la última placa, pero las líneas de flujo que ofrecían la simulación no son uniformes y presentan vacíos a lo largo de las placas. Esto hace que la transferencia de calor no sea la esperada e incluso este por debajo del flujo paralelo.

De igual forma se halla la diferencia existente entre la potencia disipada y la potencia tomada con el propósito de identificar las perdidas existentes.

$$\Delta \dot{Q} = 2086,818 \text{ W} - 1878,1362 \text{ W}$$

$$\Delta \dot{Q} = 208,6818 \text{ W}$$

$$\% \Delta \dot{Q} = \frac{208,6818 \text{ W}}{2086,818 \text{ W}} * 100 \%$$

$$\% \Delta \dot{Q} = 10 \%$$

El valor de potencia que no tomo el fluido frio y se perdió hacia el exterior fue de 208,6818 W, lo cual representa una pérdida del 10 % de la potencia total disipada por el fluido caliente.

Diferencia simulación – practica:

$$\Delta \dot{Q} = 1878,1362 \text{ W} - 1733,057739 \text{ W}$$

$$\Delta \dot{Q} = 145,078461 \text{ W}$$

$$\% \Delta \dot{Q} = \frac{145,078461 \text{ W}}{1878,1362 \text{ W}} * 100 \%$$

$$\% \Delta \dot{Q} = 8,37 \%$$

Se observa en la simulación el mismo comportamiento que se describió anteriormente, lo cual hace que los resultados sean más bajos de lo que se esperaba. A pesar de esto, los resultados obtenidos en la práctica presentan una mejora de 8,37 % con respecto a los que se obtienen en la simulación.

11.1.2 PLACAS CORRUGADAS #1

Tabla 29. Resultados placas corrugadas #1 flujo paralelo.

	Teóricos	Simulaciones
Tfria Entrada [°C]	20	20
Tfria Salida [°C]	34,661	32,91
Tcaliente Entrada [°C]	55	55
Tcaliente Salida [°C]	40,235	42,19
Potencia transferida [W]	3052,596	2646,063127

Fuente: Autores.

Diferencia teoría - simulación

$$\% \Delta \dot{Q} = \frac{3052,596 \text{ W} - 2646,063127 \text{ W}}{3052,596 \text{ W}} * 100 \%$$

$$\% \Delta \dot{Q} = 13,3176 \%$$

Se presenta una diferencia del 13,32 % la cual se debe más que todo la programación interna del software utilizado, ya que este realiza los cálculos con valores que cambian a medida que la temperatura del fluido varia.

- **Contraflujo**

Tabla 30. Resultados placas corrugadas #1 contraflujo.

	Teóricos	Simulaciones
Tfria Entrada [°C]	20	20
Tfria Salida [°C]	36,698	32,93
Tcaliente Entrada [°C]	55	55
Tcaliente Salida [°C]	38,183	42,7
Potencia transferida [W]	3476,802	2540,716352

Fuente: Autores.

Diferencia teoría - simulación

$$\% \Delta \dot{Q} = \frac{3476,802 \text{ W} - 2540,716352 \text{ W}}{3476,802 \text{ W}} * 100 \%$$

$$\% \Delta \dot{Q} = 26,9238 \%$$

La diferencia en este caso, como se explicó anteriormente, es a causa de la distribución del fluido frio a lo largo del ICP ya que no utiliza el área efectiva de la placa en su totalidad.

11.1.3 PLACAS CORRUGADAS #2

- **Flujo paralelo**

Tabla 31. Resultados placas corrugadas #2 flujo paralelo.

	Teóricos	Simulaciones
Tfria Entrada [°C]	20	20
Tfria Salida [°C]	35,263	35,39
Tcaliente Entrada [°C]	55	55
Tcaliente Salida [°C]	39,628	40,24
Potencia transferida [W]	3178,02	3051,580222

Fuente: Autores.

Diferencia teoría - simulación

$$\% \Delta \dot{Q} = \frac{3178,02 \text{ W} - 3051,580222 \text{ W}}{3178,02 \text{ W}} * 100 \%$$

$$\% \Delta \dot{Q} = 3,9786 \%$$

Se observa una baja diferencia entre os dos resultados

- **Contraflujo**

Tabla 32. Resultados placas corrugadas #2 contraflujo.

	Teóricos	Simulaciones
Tfria Entrada [°C]	20	20
Tfria Salida [°C]	37,787	34,59
Tcaliente Entrada [°C]	55	55
Tcaliente Salida [°C]	37,086	40,86
Potencia transferida [W]	3703,686	2923,397313

Fuente: Autores.

Diferencia teoría - simulación

$$\% \Delta \dot{Q} = \frac{3703,686 \text{ W} - 2923,397313 \text{ W}}{3703,686 \text{ W}} * 100\%$$

$$\% \Delta \dot{Q} = 21.0679 \%$$

Nuevamente esta diferencia es debido a la distribución del fluido frio a lo largo del ICP ya que no utiliza el área efectiva de la placa en su totalidad.

11.2 COMPORTAMIENTO DEL ICP

El análisis que se acabó de exponer involucra los resultados obtenidos teóricamente, por medio de simulación y en la práctica, para un caudal específico para cada uno de los dos fluidos (frio y caliente) de 3 litros por minuto.

Ahora se muestran los resultados que se obtuvieron en la práctica al variar los caudales de los fluidos de trabajo y así observar cómo se comporta el ICP y que cambios presenta.

11.2.1 FLUJO PARALELO

Se tomaron las mediciones variando el caudal inicial de 3 lpm aumentándolo de uno en uno hasta llegar a 9 lpm.

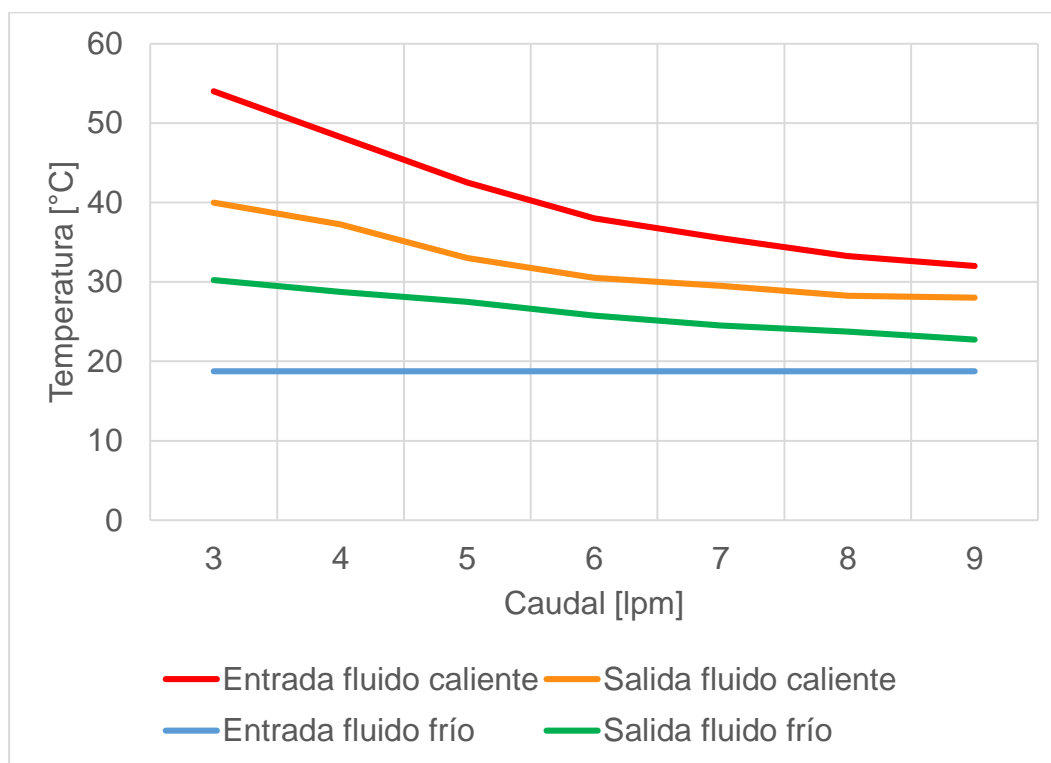
Los resultados se observan en la siguiente tabla.

Tabla 33. Temperatura a la entrada y salida de los fluidos de trabajo para diferentes caudales en sentido de flujo paralelo.

Caudal [lpm]	Fluido caliente		Fluido frío	
	Tentrada [°C]	Tsalida [°C]	Tentrada [°C]	Tsalida [°C]
3	54	40	18,75	30,25
4	48,25	37,25	18,75	28,75
5	42,5	33	18,75	27,5
6	38	30,5	18,75	25,75
7	35,5	29,5	18,75	24,5
8	33,25	28,25	18,75	23,75
9	32	28	18,75	22,75

Fuente: Autores.

Figura 90. Temperatura de los fluidos de trabajo para diferentes caudales en sentido de flujo paralelo.



Fuente: Autores.

La gráfica anterior muestra el comportamiento de las temperaturas de los fluidos en las entradas y salidas a medida que el caudal aumenta. Se puede observar la relación “Caída de temperatura del fluido caliente vs Subida de temperatura del fluido frío”, la cual es muy cercana a 1; esto sugiere que la potencia que disipó el fluido caliente fue, en su gran mayoría, absorbida por el fluido frío dejando como resultado bajas pérdidas de calor hacia el exterior.

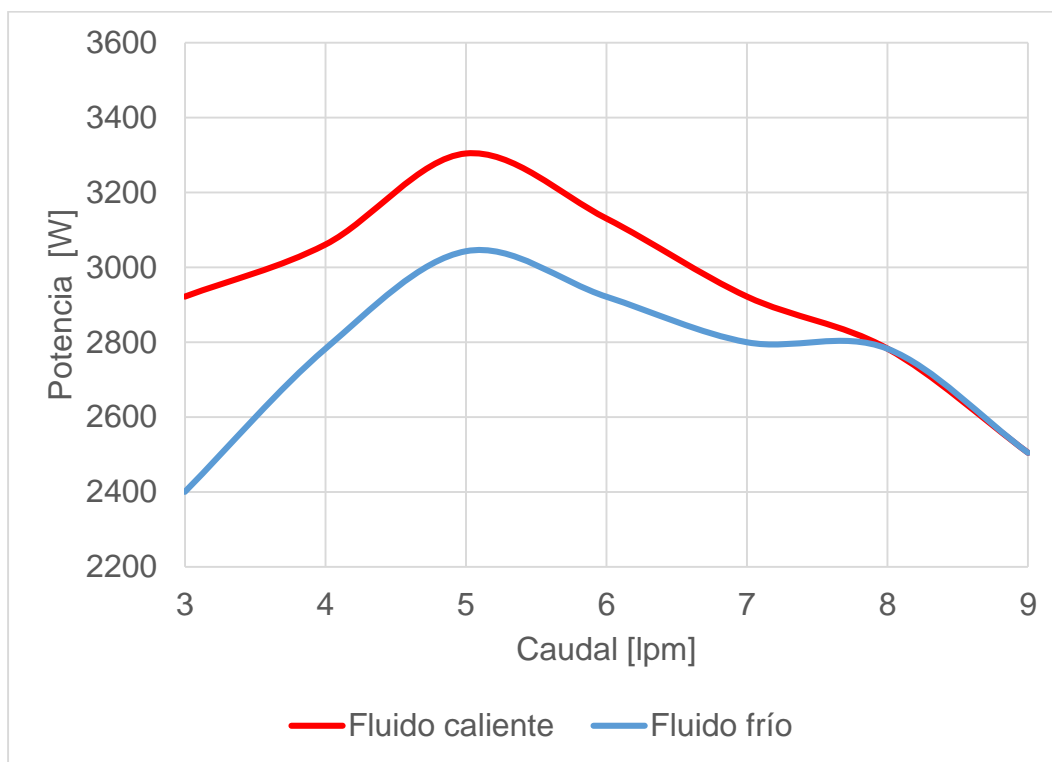
Con los valores de la tabla 33 se halló la potencia disipada por el fluido caliente y la potencia tomada por el fluido frío para cada uno de los caudales, esto para identificar que tanta potencia disipada fue tomada por el fluido frío y que tanta se perdió hacia el exterior.

Tabla 34. Potencia disipada y tomada por los fluidos de trabajo para diferentes caudales en sentido de flujo paralelo.

Caudal [lpm]	Potencia disipada [W]	Potencia tomada [W]	Potencia perdida [W]
3	2921,545	2399,841	521,705
4	3060,666	2782,424	278,242
5	3304,129	3043,276	260,852
6	3130,227	2921,545	208,682
7	2921,545	2799,814	121,731
8	2782,424	2782,424	0
9	2504,182	2504,182	0

Fuente: Autores.

Figura 91. Potencia disipada y tomada para diferentes caudales en sentido de flujo paralelo.



Fuente: Autores.

Esta grafica muestra cómo se comportan las potencias a medida que se aumenta el caudal. Las distancias que hay entre las dos curvas disminuye a medida que el caudal aumenta, es decir, las pérdidas son cada vez menores. Además de esto, se puede observar que en el caudal de 5 lpm se presenta un mayor aprovechamiento de la potencia disipada por el fluido caliente por parte del fluido frío y que a medida que aumentamos el caudal se reduce la potencia transferida en el ICP.

11.2.2 CONTRAFLUJO

Al igual que en el sentido de flujo paralelo se tomaron las mediciones variando el caudal inicial de 3 lpm aumentándolo de uno en uno hasta llegar a 9 lpm.

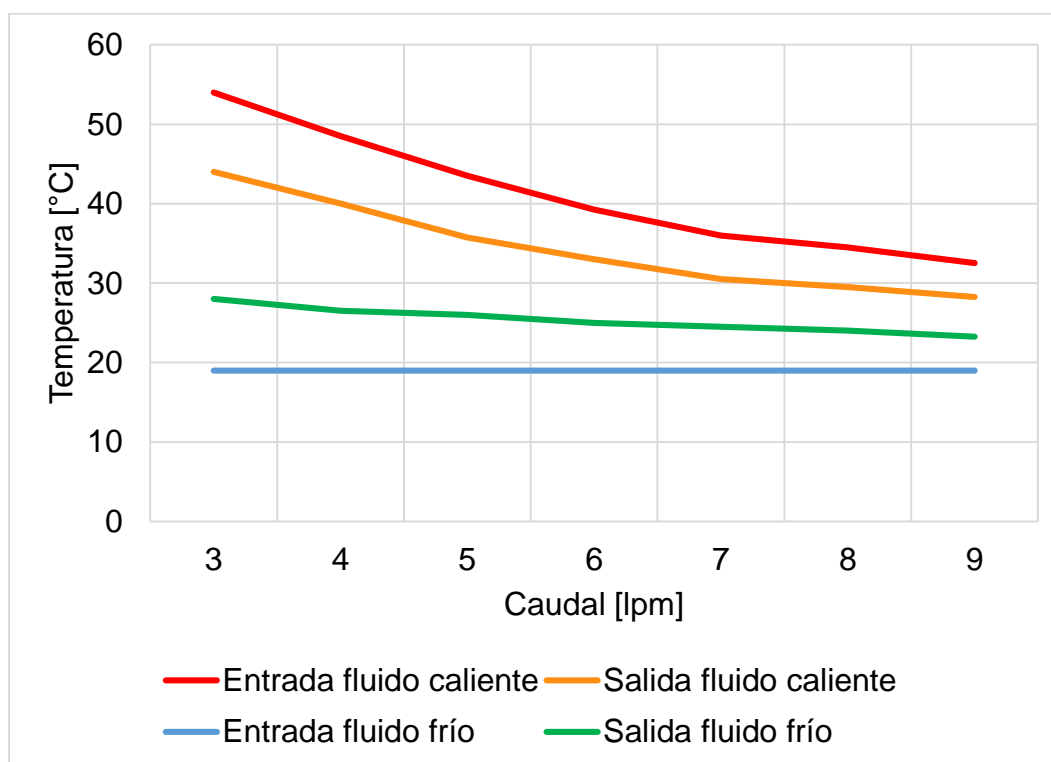
Los resultados se observan en la siguiente tabla.

Tabla 35. Temperatura a la entrada y salida de los fluidos de trabajo para diferentes caudales en sentido contraflujo.

Caudal [lpm]	Fluido caliente		Fluido frío	
	Tentrada [°C]	Tsalida [°C]	Tentrada [°C]	Tsalida [°C]
3	54	44	19	28
4	48,5	40	19	26,5
5	43,5	35,75	19	26
6	39,25	33	19	25
7	36	30,5	19	24,5
8	34,5	29,5	19	24
9	32,5	28,25	19	23,25

Fuente: Autores.

Figura 92. Temperatura de los fluidos de trabajo para diferentes caudales en sentido contraflujo.



Fuente: Autores.

Se observa que a diferencia de la figura 90, los espacios que hay entre las temperaturas de entrada y salida de los fluidos de trabajo son más pequeños, es decir, las potencias que disipan y toman son menores. Sin embargo, la relación “Caída de temperatura del fluido caliente vs Subida de temperatura del fluido frío” se comporta igual, con valores muy cercanos a 1, lo cual sugiere que se presentan bajas pérdidas de calor hacia el exterior.

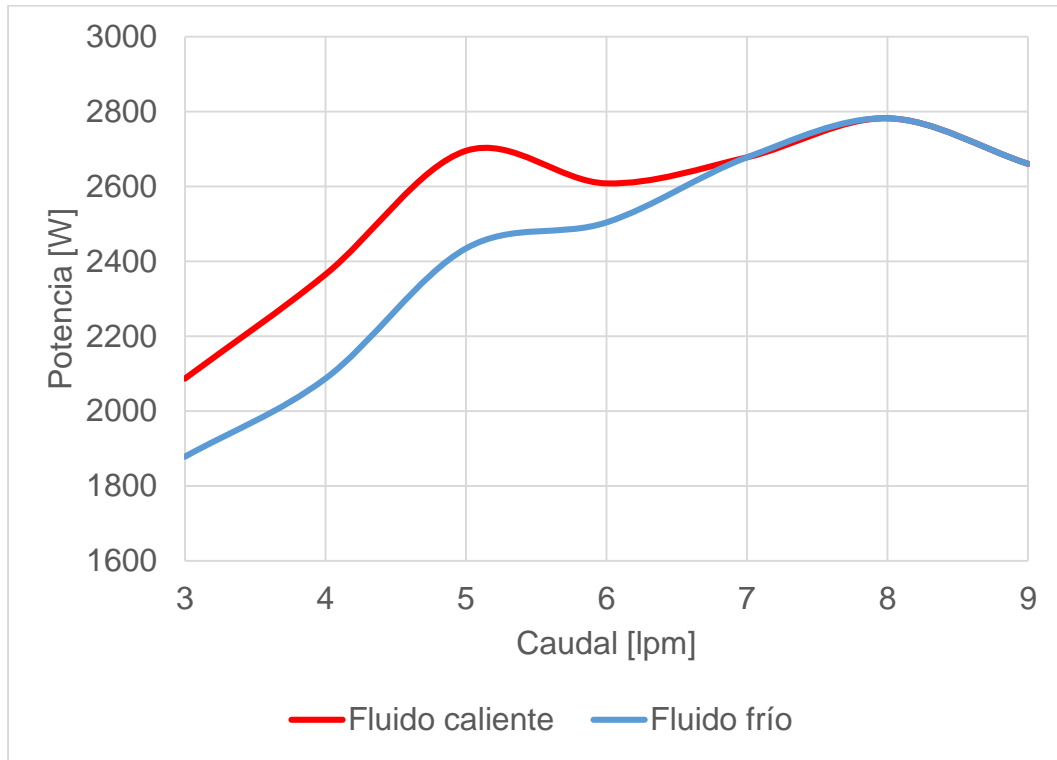
Con los valores de la tabla 35 se halló la potencia disipada por el fluido caliente y la potencia tomada por el fluido frío para cada uno de los caudales, esto para identificar que tanta potencia disipada fue aprovechada por el fluido frío y que tanta se perdió hacia el exterior.

Tabla 36. Potencia disipada y tomada por los fluidos de trabajo para diferentes caudales en sentido contraflujo.

Caudal [lpm]	Potencia disipada [W]	Potencia tomada [W]	Potencia perdida [W]
3	2086,818	1878,136	208,682
4	2365,061	2086,818	278,243
5	2695,473	2434,621	260,852
6	2608,523	2504,182	104,341
7	2678,083	2678,083	0
8	2782,424	2782,424	0
9	2660,693	2660,693	0

Fuente: Autores.

Figura 93. Potencia disipada y tomada para diferentes caudales en sentido contraflujo.



Fuente: Autores.

Nuevamente se observa que las distancias que hay entre las dos curvas disminuye a medida que el caudal aumenta, es decir, las pérdidas son cada vez menores. De igual forma, se puede observar que en el caudal de 5 lpm se presenta un buen aprovechamiento de la potencia disipada por el fluido caliente sin embargo es en el caudal de 8 lpm donde se encuentra el mayor aprovechamiento de esta potencia disipada y posiblemente en caudales mayores se logre observar un caso mejor ya que las curvas presentan una tendencia a aumentar la potencia trasferida a medida que se aumenta el caudal.

11.2.3 EFICIENCIA TÉRMICA

La eficiencia térmica dirá el porcentaje de potencia disipada que se aprovechó, para esto se utilizaron los datos de las tablas 34 y 36, y la siguiente ecuación:

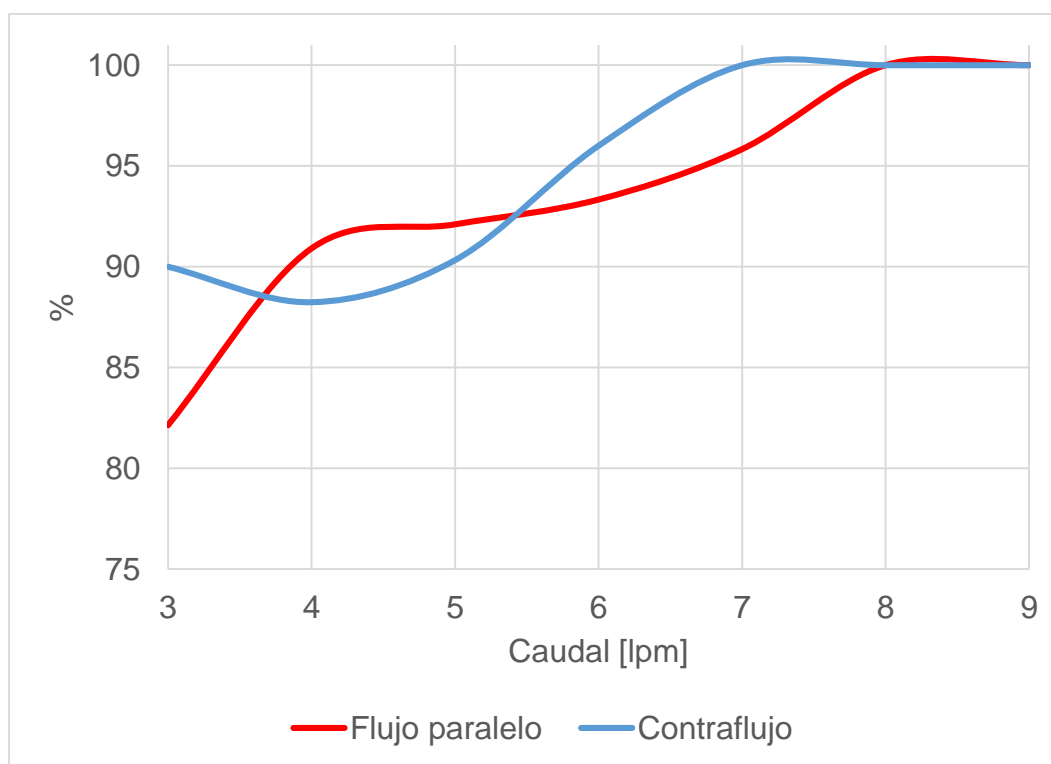
$$\varepsilon_T = \frac{\text{Potencia tomada}}{\text{Potencia disipada}} * 100 \%$$

Tabla 37. Eficiencia térmica para diferentes caudales en sentido de flujo paralelo y contraflujo.

Caudal [lpm]	Eficiencia térmica [%]	
	Flujo paralelo	Contraflujo
3	82,143	90
4	90,909	88,235
5	92,105	90,323
6	93,333	96
7	95,833	100
8	100	100
9	100	100

Fuente: Autores.

Figura 94. Eficiencia térmica - Flujo paralelo y contraflujo.



Fuente: Autores.

Se observa en la gráfica anterior como las eficiencias térmicas para los dos sentidos de flujo aumenta a medida que el caudal incrementa. Incluso en su punto más bajo la eficiencia térmica no disminuye a más allá del 80 % lo cual indica una buena transferencia de calor en el ICP.

11.2.4 EFECTIVIDAD DEL ICP

Los intercambiadores de calor poseen un valor de potencia máxima que pueden transferir que depende de las condiciones de los fluidos de trabajo. Este valor máximo se halló utilizando la ecuación [18].

Tabla 38. Potencias máximas transferibles para diferentes caudales en sentido de flujo paralelo y contraflujo.

Caudal [lpm]	Máxima potencia transferible [W]	
	Flujo paralelo	Contraflujo
3	7356,033	7303,863
4	8208,151	8208,151
5	8260,321	8521,174
6	8034,249	8451,613
7	8155,981	8277,712
8	8069,029	8625,515
9	8295,102	8451,613

Fuente: Autores.

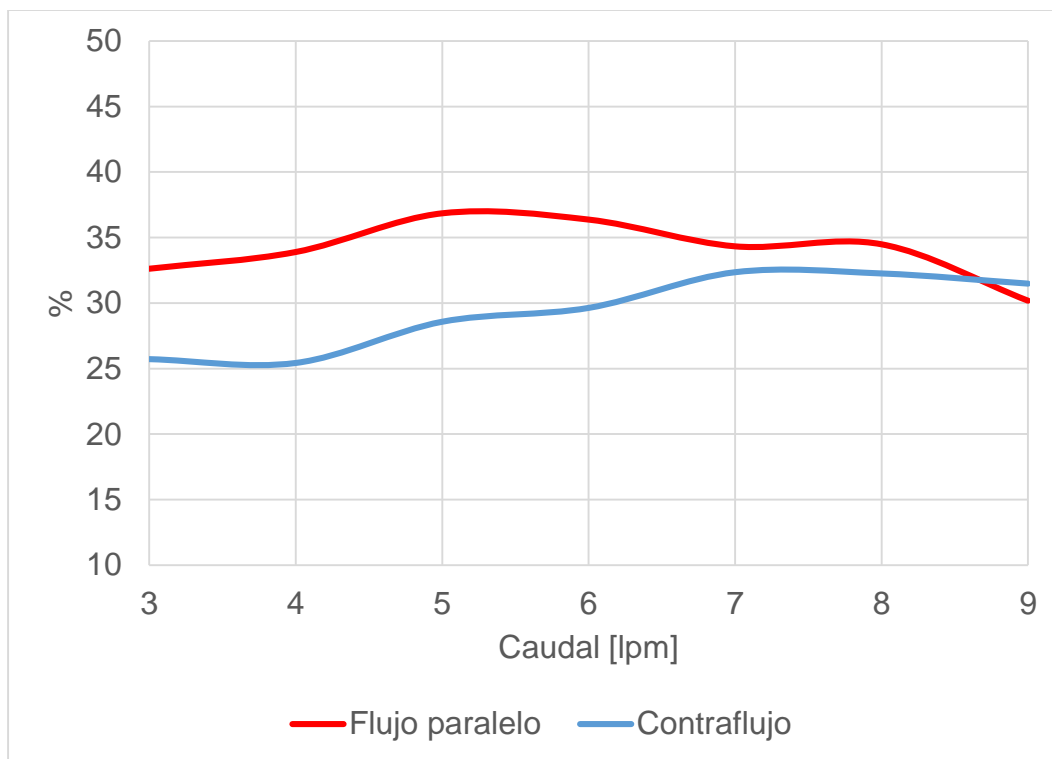
Utilizando los datos de las tablas 34, 36 y 37, y la ecuación [19] se hallaron los valores de la efectividad del ICP para los dos sentidos de flujo.

Tabla 39. Efectividad del ICP para diferentes caudales en sentido de flujo paralelo y contraflujo.

Caudal [lpm]	Efectividad del ICP [%]	
	Flujo paralelo	Contraflujo
3	32,624	25,714
4	33,898	25,424
5	36,842	28,571
6	36,364	29,630
7	34,328	32,353
8	34,483	32,258
9	30,189	31,481

Fuente: Autores.

Figura 95. Efectividad del ICP - Flujo paralelo y contraflujo.



Fuente: Autores.

Finalmente, esta grafica muestra como la efectividad del ICP se comporta al incrementar el caudal de los fluidos de trabajo. Se observa como el sentido de flujo paralelo supera al sentido contraflujo en la mayoría de los casos, esto se debe a las razones que se explicaron previamente en el numeral 11.1.1, sin embargo, es claro como la efectividad del flujo paralelo alcanza un máximo de 36,842 % en un caudal de 5 lpm, pero empieza a descender a medida que el caudal aumenta. Por otra parte, la efectividad del contraflujo, que, si bien es inferior a la del flujo paralelo, aumenta a medida que el caudal incrementa lo cual sugiere que su punto máximo puede alcanzarse en caudales mayores.

12. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Dadas las condiciones a las que va a funcionar el ICP, no se hace necesario realizarle ningún tipo de mantenimiento. Esto se determina teniendo en cuenta que:

- El ICP será utilizado en promedio 8 veces (2 horas 40 minutos) por año.
- El fluido de trabajo es agua potable, la cual posee un bajo coeficiente de ensuciamiento.
- Los componentes del ICP en contacto con el agua son resistentes a la corrosión.

La operación del ICP se debe realizar llevando a cabo los siguientes pasos:

- a. Comprobar que inicialmente todas las válvulas se encuentren abiertas.
- b. Encendido del sistema de control y sensado, verificar su correcto funcionamiento (que las medidas de temperatura correspondan a las del ambiente y las de caudal marquen cero).
- c. Accionar los brakers ubicados en la parte posterior del banco de trabajo.
- d. Cerrar las válvulas S1, S3, S5 y S6, para configurar el arreglo de flujo paralelo.
- e. Abrir lentamente la válvula de 3 pulgadas hasta que las lecturas de los dos caudales marquen alrededor de 8 litros por minuto (a partir de que los dos sensores de caudal midan 3 litros por minuto se encenderá el calentador).
- f. Regular el caudal de agua cerrando progresivamente la válvula S0 hasta que los dos caudales marquen 3 litros por minuto y esperar un momento mientras los valores se estabilizan para luego tomar los datos (Si se baja a más de 3 lpm el calentador se apagará y la lcd puede arrojar algunos valores incongruentes por lo que se sugiere apagar y volver a encender el dispositivo).
- g. Aumentar los caudales (abriendo la válvula S0) de uno en uno hasta llegar a 7 litros por minuto y realizar la toma de datos en cada caudal.
- h. Cambiar la configuración a contraflujo abriendo las válvulas S5 y S3, y cerrando ahora S2 y S4.
- i. Repetir los pasos f y g.
- j. Para finalizar se abren los brakers, se apaga el sistema de control y medición, se cierra totalmente la válvula de 3 pulgadas y se abren todas las demás válvulas (S0, S1,...,S7).

Como se puede apreciar el uso del ICP es bastante sencillo y seguro, siempre y cuando se lleve a cabo todos los pasos anteriormente mostrados al pie de la letra.

13. GUÍA DE LABORATORIO

La guía de laboratorio fue desarrollada para permitir llevar a cabo de forma fácil y segura una práctica, correspondiente a los temas “método de la temperatura logarítmica media” el cual se estudia en la asignatura de transferencia de calor (Térmicas II).

Dicha guía se elaboró empleando una clara terminología e incluyendo toda la teoría necesaria para su desarrollo y la podremos encontrar en el Anexo A. Con el desarrollo de esta guía se espera que los estudiantes complementen sus conocimientos teóricos adquiridos y puedan ponerlos en práctica, de esta forma podrán comprobar y comparar las diferencias entre los cálculos realizados por medio de modelos matemáticos experimentales y el funcionamiento real del dispositivo.

La estructura de la guía de laboratorio consistirá en una serie de literales los cuales se mostrarán a continuación.

- Introducción.
- Objetivos.
- Generalidades.
- Materiales y equipos.
- Autoexamen.
- Toma de datos.
- Parámetros a obtener.
- Cuestionario.
- Bibliografía.

Los objetivos para el desarrollo de la práctica serán:

- Evaluar el comportamiento del intercambiador de calor de placas para diferentes valores de caudal.
- Comparar y analizar los resultados prácticos y teóricos obtenidos.
- Calcular la efectividad del intercambiador de calor para diferentes valores de caudal.
- Calcular la eficiencia térmica del intercambiador de calor para diferentes valores de caudal.

Para que los estudiantes puedan cumplir con estos objetivos en el desarrollo de la práctica se plantearon los numerales de la guía de la siguiente forma. Inicialmente en la sección de generalidades se le suministrara al estudiante cierta información sobre los ICP, como lo son su clasificación, componentes y el soporte teórico para

calcular los diferentes parámetros para el diseño del ICP; además se buscará que se estudien otros datos como lo son las ventajas, desventajas y materiales de construcción de los ICP aplicando el autoexamen, el cual deberá ser desarrollado previamente a la realización de la práctica por los estudiantes.

Para el procedimiento y toma de datos, se darán las apropiadas indicaciones de seguridad junto al proceso a seguir, el cual consistirá en una serie de sencillos pasos los cuales indicaran además el momento indicado para tomar los datos de temperaturas. Mediante el cuestionario se mostrará de forma clara y precisa los parámetros del ICP que se deberán hallar y comparar con los reales.

Finalmente se enseñará la bibliografía utilizada para el desarrollo de esta monografía la cual servirá para que los estudiantes puedan realizar consultas adicionales y encontrar toda la temática vista de manera ampliada.

14. COSTOS

Los costos asociados al desarrollo de esta monografía, relacionados con materiales y servicios, se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 40. Inventario y costos.

Material, Servicio	Unidad	Cantidad	Costo Unitario	Total
Abrazadera de 1/2 de pulgada	unidad	1	500	500
Abrazadera de 3/4 de pulgada	unidad	4	500	2000
Abrazadera de 2 pulgadas	unidad	1	2000	2000
accesorios para canaleta 20x10	unidad	8	400	3200
Adaptador macho de 3/4 de pulgada	unidad	5	1200	6000
Adaptadores CPVC de 1/2 de pulgada	unidad	10	2000	20000
Alambre de cobre de calibre 8 AWG	metro	16	2000	32000
Placa universal	unidad	1	2000	2000
Varilla 5/15	metro	1	7000	7000
Varilla roscada de 7/16 de pulgada x 1m	metro	2	7000	14000
Buje de bronce de 1 pulgada	unidad	1	4000	4000
Caja de distribución para 2 protecciones	unidad	1	8000	8000
Caja masilla epoxica	unidad	2	4200	8400
Caja plástica negra	unidad	2	16000	32000
Canaleta 20x10mm x 2m	unidad	2	4500	9000
Codos CPVC de 1/2 de pulgada	unidad	13	1000	13000
Codos PVC de 2 pulgada	unidad	1	7500	7500
Codos PVC de 3/4 de pulgada	unidad	3	1600	4800
Contactador de 50A	unidad	1	86000	86000
Estaño	metro	3	1000	3000
Gastos varios	unidad	1	20000	20000
Grata para taladro	unidad	1	4000	4000
Juego de tuerca y arandela de 7/16 de pulgada	unidad	12	500	6000
Lamina de acero 430 de 3,175mm de espesor	unidad	2	32000	64000
Lamina de hierro de 12,7 mm de espesor	unidad	2	35000	70000
Lamina de Acero 430 calibre 0,4mm x 1m	metro	2,5	42000	105000
Lamina de Neolite de 3,175mm de espesor	unidad	3	46000	138000
Lata de anticorrosivo	unidad	1	10000	10000
Lata de pintura color negro	unidad	1	10000	10000
Lija	unidad	10	1000	10000

Limpiador para tubería 1/32	unidad	4	4200	16800
Llaves de 7/16	unidad	2	5000	10000
Masilla gris	kilogramo	1	6000	6000
Otros componentes electrónicos	unidad	1	20000	20000
Pantalla LCD 20x4	unidad	1	26500	26500
Pegamento para tubería CPVC 1/64	unidad	3	6700	20100
Pegamento para tubería PVC 1/64	unidad	2	5600	11200
Protección de 40A	unidad	2	8800	17600
Protección de 50A	unidad	1	8800	8800
Reducción galvanizada de 2 a 3/4 pulgadas	unidad	1	6000	6000
Reducción galvanizada de 3 a 2 pulgadas	unidad	1	11500	11500
Reducción PVC de 2 a 1/2 de pulgada	unidad	2	3500	7000
Reducción PVC de 2 a 3/4 de pulgada	unidad	1	3500	3500
Resistencia térmica de 220 V	unidad	2	3000	6000
Sensor de caudal YF-S201	unidad	2	27000	54000
Sensor de Temperatura DS18B20	unidad	4	12000	48000
Servicio alquiler de equipo para simulaciones	día	2	30000	60000
Servicio de alquiler de lijadora	día	1	35000	35000
Servicio de alquiler de pulidora	día	1	35000	35000
Servicio de alquiler de taladro	día	1	35000	35000
Servicio de cortadora de laminas	unidad	45	1000	45000
Servicio de cortadora laser	minuto	120	1350	162000
Servicio de roscado en torno	unidad	4	4000	16000
Servicio de soldadura	unidad	4	10000	40000
Servicios de cortadora laser (señalización)	unidad	7	3000	21000
Servicios de envíos y consignaciones	-	3	10000	30000
Servicios de impresiones y empastados	-	1	100000	100000
Servicios de transporte	-	1	50000	50000
Tés CPVC de 1/2 de pulgada	unidad	13	1300	16900
Tés PVC de 2 pulgada	unidad	1	8500	8500
Tés PVC de 3/4 de pulgada	unidad	1	1800	1800
Tornillos, chasos, amarres, teflón, termosellabe	unidad	1	20000	20000
Tubería conduit 1/2 de pulgada	metro	6	1200	7200
Tubo CPVC de 1/2 de pulgada	metro	4	4500	18000
Tubo de acero 430 de 1/2 de pulgada	metro	0,2	35000	7000
Tubo galvanizado de 1 pulgada	metro	1	11000	11000
Tubo PVC de 2 pulgadas	metro	2	8000	16000
Tubo PVC de 3/4 de pulgada	metro	4	3500	14000
Unión de 3/4 de pulgada	unidad	1	1200	1200

Unión PVC de 2 pulgadas	unidad	3	2700	8100
Universales CPVC de 1/2 de pulgada	unidad	4	6000	24000
Válvulas de esfera CPVC de 1/2 de pulgada	unidad	5	10000	50000
Válvulas de esfera PVC de 3/4 de pulgada	unidad	2	5000	10000
TOTAL				1817100

Fuente: Autores.

15. CONCLUSIONES

Durante el desarrollo de esta monografía y analizando los resultados mostrados en el capítulo 11 se llegó a las siguientes conclusiones:

- Se diseñó, construyó e instaló un ICP en el laboratorio de transferencia de calor; este cuenta con los equipos e instrumentación necesarios para realizar los estudios propuestos en la guía de laboratorio y complementar así la teoría vista en clase. Este ICP consta de 37 placas lisas fabricadas en acero inoxidable 430 y un arreglo de flujo en U. Los caudales para el desarrollo de la práctica pueden variar desde 3 lpm hasta 9 lpm, menos o más de estos valores pueden resultar en daños en algunos dispositivos, como por ejemplo al usarse menos caudal la temperatura podrá subir, dependiendo de la temperatura ambiente, hasta 70 °C lo cual puede ocasionar daños a los sensores de caudal como a los empaques.
- Al realizar el estudio de la teoría encontrada sobre los ICPs se encontró diferentes ecuaciones válidas para diferentes tipos de condiciones (Flujo másico, temperaturas de entrada, corrugado de placas, etc.), sin embargo, se seleccionaron para el desarrollo del diseño presentado en este trabajo las ecuaciones cuyas condiciones en las que se hallaron se acercaban más a las condiciones en las que se proponía el diseño, así mismo, estas presentaron unos resultados lógicos y que, en su gran mayoría, coinciden con los obtenidos en la práctica.
- El diseño del ICP se realizó teniendo como base los elementos presentes en el área prevista dentro del laboratorio de transferencia de calor. Tamaño y potencia fueron algunos factores que se vieron limitados, lo cual repercutió negativamente en las condiciones de trabajo del ICP debido a que, al no disponer de mayor potencia eléctrica, se debió utilizar un bajo caudal con el fin de elevar la temperatura notoriamente en el calentador y así poder observar una caída en la temperatura en el ICP que fuese apreciable.
- El diseño del ICP construido se llevó a cabo utilizando una ecuación de Nusselt empírica; las condiciones con las que se dedujo esta ecuación son muy cercanas a las que se presentaron en este trabajo, sin embargo, esa diferencia conlleva a un error el cual se hace notorio en algunos resultados obtenidos.
- Los elementos que se seleccionaron resultaron adecuados y lograron su cometido al permitir observar el funcionamiento del ICP y poder controlar las condiciones de operación del mismo. De igual forma, algunas de sus propiedades tales como las temperaturas máximas de trabajo nos otorgaron límites que se tuvieron en cuenta en algunas fases del diseño realizado.
- La construcción del ICP se llevó a cabo utilizando los instrumentos seleccionados y el diseño previamente realizado. Cuenta con un sistema de potencia funcional y seguro, y con un sistema de control y medición óptimo el cual nos permite observar las temperaturas de los fluidos de trabajos en sus puntos de entrada y salida.

- El ICP que se encuentra en este momento construido en el laboratorio de transferencia de calor presenta un estado adecuado para realizar el estudio de flujo paralelo, sin embargo, debido a su geometría y al flujo másico proveído por el sistema hidráulico del laboratorio, no se presentan las condiciones adecuadas para realizar un buen estudio de contraflujo. Si bien, el arreglo de contraflujo presenta una transferencia de calor notable, no es la prevista en los cálculos y, en la mayoría de los casos, no mejora la obtenida con el flujo en paralelo.
- El incremento de caudal afecta de manera positiva a la eficiencia térmica, ya que, como se observó, la potencia que disipa el fluido es tomada en su gran mayoría por el fluido frío para altos caudales. Por otro lado, en los bajos caudales se registran unas pérdidas, sin embargo, la eficiencia térmica no alcanza a disminuir más allá del 80 %.
- La efectividad del intercambiador de calor para un sentido de flujo paralelo presenta valores de alrededor del 35 % y no varía mucho a medida que el caudal incrementa, de hecho, se presenta un pico máximo para un caudal de 5 lpm; en el caso del sentido de contraflujo se pudo observar una situación diferente, ya que la efectividad térmica inicia en un valor de 25 % y el caudal máximo alcanza valores cercanos al 35 %, lo cual sugiere que para valores de caudal mayores a los utilizados en la práctica, se podrá encontrar un valor de efectividad mayor.
- El no depender de la caldera eléctrica presente en el laboratorio de transferencia de calor para obtener el fluido caliente representa una ventaja en cuanto al tiempo de realización de la práctica. El porqué de esto es que se evita tener que esperar el tiempo que tarda la caldera en adecuar el fluido para poder darle uso el cual se encuentra entre 1 y 3 horas y, además, se evita el inconveniente de no poder realizar la práctica en el infortunado caso de que la caldera falle o se encuentre en mantenimiento.
- Los costos de diseño, construcción y montaje del intercambiador junto con los demás componentes (sensores, tubería, etc.) tuvieron un costo de 1'817.100 pesos, el cual es muy menor al precio de ICPs de características similares encontrados en el mercado, los cuales están alrededor de los 2'500.000 de acuerdo a cotizaciones realizadas, este precio no incluye los costos de los dispositivos de los sistemas hidráulico, de control y medición.
- La guía de laboratorio que se encuentra de forma física y magnética fue diseñada de tal forma que el estudiante pueda entender las bases teóricas del ICP y pueda comprobar el funcionamiento del mismo. Cumple con los requisitos y se considera una guía adecuada para llevar a cabo las prácticas del laboratorio.

16. OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

Durante el desarrollo de esta monografía, se presentaron varias situaciones y observaciones que se hace necesario mencionar.

- Dado que se suministró de parte de la dirección de laboratorios de la universidad una red eléctrica trifásica con su respectivo neutro para el diseño e implementación del ICP, y dado que se utilizaron dos fases para suministrar la potencia eléctrica al intercambiador, se tuvo que utilizar la fase restante para la alimentación del sistema de medición y de la bobina del contactor; esto ocasiona que al activarse dicha bobina demande una corriente alta generando cambios bruscos de esta señal y armónicos. Lo explicado anteriormente ocasiona pequeñas fallas en el funcionamiento de la LCD, pero estas se solucionan apagando y volviendo a encender el sistema de medición.
- Se recomienda no utilizar simultáneamente la caldera y el ICP ya que esto podría ocasionar daños en los sistemas eléctricos de estos dispositivos.

Además, algunas recomendaciones sobre trabajos futuros a realizar para mejorar las prácticas o estudios realizados con el ICP podrían ser:

- Intervenir la red eléctrica de los laboratorios para suministrar un circuito que permita entregar mayor potencia al calentador, con el fin de permitir utilizar un mayor caudal y de esta forma corregir el comportamiento del ICP en la prueba de contraflujo.
- Reemplazar el calentador por un sistema que permita variar la potencia suministrada al fluido de trabajo con el fin de que al variar el caudal la temperatura permanezca constante.

Finalmente, algunas recomendaciones académicas que quedan luego de terminar el desarrollo de este trabajo son:

- El uso de software especializado para la simulación de procesos térmicos es bastante importante para poder lograr complementar los conocimientos adquiridos en las clases. Ya que los elementos que se poseen de forma física en los talleres se encuentran limitados por muchos factores, se hace preciso el utilizar este tipo de software. Añadir o facilitar cursos que promueva el uso de estos programas mejorara la formación del estudiante de ingeniería electromecánica.

- Facilitar algunos medios a los estudiantes que se decidan por tomar la realización de una monografía o tesis como trabajo de grado es una forma de promover e incentivar esta práctica y lograr aumentar el número de estudiantes que obtén por esta modalidad de trabajo de grado.

BIBLIOGRAFÍA

YUNUS A, Cengel y MICHAEL A. Boles. Termodinámica. Séptima edición. México DF, McGRAW-HILL, 2011. 945pg. ISBN: 978-607-15-0743-3.

YUNUS A, Cengel y AFSHIN J. Ghajar. Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones. Cuarta edición. México DF, McGRAW-HILL, 2011. ISBN: 978-0-607-15-0540-8.

RODRIGUEZ, Jorge. Introducción a la termodinámica con algunas aplicaciones. Primera edición. Buenos Aires, 1990. ISBN: 950-42-0022-2.

JUÁREZ ANDRADE, Vladimir y MENDOZA MENDOZA, Kukultzin. Metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas. Tesis Ingeniería Mecánica. México. Universidad nacional autónoma de México. Facultad de Ingeniería. 2015.

MARIN HERRERO, José María y GUILLEN LAMBEA, Silvia. Diseño y cálculo de intercambiadores de calor monofásicos. Primera edición. España, S.A. Ediciones Paraninfo, 2013. 144pg. ISBN: 978-842-83-0438-2.

GORDON WILSON, David y Korakianitis, Theodosios. Convective heat transfer in blade cooling ant heat exchanger desing. Primera edición. Londres, Inglaterra. MIT Press, 2014. 624pd. ISBN: 978-0-262-32-580-6.

NAIK VISHAL, R. y MATAWALA, V.K. Exterimental investigation of single phase chevron type gasket plate heat exchanger. Segunda edición. Issue-4. 2013. ISSN: 2249-8958.

HEGGS, P.J. y SANDHAM, P. y HALLAM, R.A. y EALTON, C. Local transger coefficients in corrugated plate heat exchanger, Tran IChemE. Vol. 75. 1997.

L, Wang; B. Sunden y R.M, Manglik. Plate Heat Exchangers. Design, Applications and Performance. Great Britain, Athenaem Press Ltd. ISBN: 978-1-85312-737-3.

HUANG, Dan; WU, Zan y SUNDEN, Bengt. Effects of hybrid nanofluid mixture in plate heat exchangers, Experimental Thermal and Fluid Science. Volume 72. April 2016. ISSN 0894-1777.

ANEXOS

Anexo A. Guía de laboratorio. Véase medio magnético.

Anexo B. Código de programación. Véase medio magnético.